BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAŞOV

Vol. X - 1968

Seria - A Mecanică

BULETINUL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
DIN
BRAŞOV

Seria A — Mecanică

Vol. X

1968

SUMAR

ELECTROTEHNICĂ, ELECTRONICĂ ȘI HIDRAULICĂ

MECANICĂ, REZISTENȚA MATERIALELOR ȘI TEORIA MECANISMELOR

CONSTRUCŢII DE AUTOMOBILE ŞI TRACTOARE

TEHNOLOGIA CONSTRUCŢIEI DE MAŞINI

SUMMARY

ELECTROTECHNICS, ELECTRONICS AND HYDRAULICS

MECHANICS AND STRENGTH OF MATERIALS, THEORY OF MECHANISMS

CONSTRUCTION OF MOTOR-CARS AND TRACTORS

THE TECHNOLOGY OF MECHANICAL ENGINEERING

SOMMAIRE

ELECTROTECHNIQUE, ELECTRONIQUE ET HYDRAULIQUE

MECHANIQUE, RESISTANCE DES MATERIAUX, THEORIE DES MECANISMES

CONSTRUCTION D'AUTOMOBILES — TRACTEURS

TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION DES MACHINES

INHALTSVERZEICHNIS

ELEKTROTECHNIK, ELEKTRONIK, HYDRAULIK

MECHANIK, FESTIGKEITSLEHRE, GETRIEBELEHRE

KRAFTWAGEN UND TRAKTORENBAU

TECHNOLOGIE DES MASCHINENBAUES

СОДЕРЖАНИЕ

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА, ЭЛЕКТРОНИКА, ГИДРАВЛИКА

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА, СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ, ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAŞOV
Seria A — Mecanică
Vol. X — 1968

Electrotehnică, electronică şi hidraulică

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAŞOV
Series A — Mechanics
Vol. X — 1968

Electrotechnics, Electronics and Hidraulics

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE — BRAŞOV
Serie A — Mecanique
Tome X — 1968

Électrotechnique, Électronique et Hydraulique

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAŞOV
Serie A — Mechanik
Band X — 1968

Elektrotechnik, Elektronik und Wassertechnik

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИСКОГО ИНСТИТУТА
Серия А — Механика
Том X — 1968

Електротехника, Електроника и гидравлика

STADIUL ACTUAL AL STUDIULUI CÎMPULUI ELECTROMAGNETIC ÎN CANALUL GENERATORULUI MPD

ANDREI NICOLAIDE

Tipul de generator MPD cel mai studiat în prezent este de curent continuu cu canal liniar și electrozi compleți sau segmentați.

În primă aproximație se neglijează orice efect de capăt, iar fracționarea electrozilor se presupune în segmente foarte fine ; astfel se poate calcula aproximativ tensiunea la borne, puterea utilă, rezistența interioară, randamentul electric.

Importanța efectelor de capăt este foarte mare astfel încît nu pot fi neglijate chiar în calculele de o precizie relativ mică. De aceea este necesar un studiu cît mai amănunțit al cîmpului electromagnetic în canalul MPD. Numeroase studii au fost consacrate acestui subiect. În cele ce urmează se vor prezenta ipotezele care stau la baza acestor studii, metoda de calcul și principalele rezultate obținute.

1. Ipoteze simplificatoare

În studiul cîmpului electromagnetic din canalul generatoarelor MPD se adoptă cîteva ipoteze simplificatoare dintre care unele sînt specifice acestui tip de probleme.

1. Canalul este de secțiune rectangulară constantă.

2. Viteza are aceeași valoare în orice punct din interiorul canalului și este paralelă cu axa canalului.

3. Inducția magnetică este perpendiculară pe fețele izolante și are aceeași valoare în orice punct în zona activă a canalului.

4. Nu se ia în considerare efectul cîmpului magnetic de reacție asupra formei cîmpului magnetic inductor.

5. Suprafețele electrozilor sînt echipotențiale.

6. Tensorul de conductivitate are forma cunoscută pentru gaze parţial ionizate, cînd se neglijează fenomenul de „alunecare a ionilor".

7. Se neglijează cîmpul electric imprimat datorit variaţiei de presiune.

8. Problema se consideră bidimensională.

Ipoteza 2 se admite deoarece în general în cazul scurgerii unui fluid conductor într-un cîmp magnetic, profilul vitezei în cea mai mare parte a secţiunii canalului, exceptînd zonele din apropierea pereţilor, se apropie de o constantă. Ipoteza 4 se poate admite deoarece la generatoarele MPD numărul lui Reynolds magnetic este mic, $R_M \approx 0{,}1$ Ipoteza 7 este admisibilă în special la valori mari ale presiunii, altfel introduce o aproximaţie. Celelalte ipoteze nu necesită alte explicaţii.

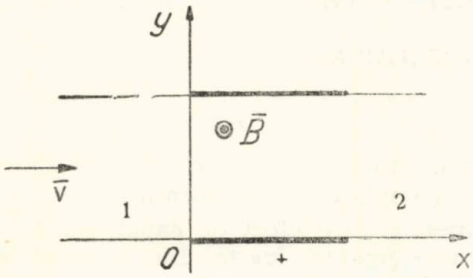


Fig. 1. Canalul MPD şi sistemul de coordonate adoptat.

Sistemul de coordonate şi elementele principale ale canalului sînt reprezentate în fig. 1.

Uneori se presupune că viteza nu este constantă, dar este funcţie numai de coordonata y. În acest caz se poate demonstra că rezultatele stabilite pentru v = const. se pot utiliza fără a introduce aproximaţii, înlocuind în relaţii pe v prin valoarea medie.

Se vor examina generatoarele *MPD* liniare cu cîmp electric transversal (generatoare tip Faraday) şi cu curent electric transversal (generatoare tip Faraday cu electrozi segmentaţi) care au fost mai mult studiate şi prezintă o importanţă mai mare în prezent.

2. Ecuaţiile generale şi condiţiile de frontieră

Conform ipotezelor 6 şi 7 legea lui Ohm, în orice punct din interiorul canalului, este dată de relaţia :

$$\|\bar{J}\| = \|\sigma\| \cdot \|\bar{E} + \bar{v} \times \bar{B}\| \tag{1}$$

sau dezvoltînd în sistemul de coordonate din fig. 1 :

$$J_x = \frac{\sigma_0}{1+\beta^2}\left[E_x - \beta\,(E_y - v\,B)\right] \tag{1a}$$

$$J_y = \frac{\sigma_0}{1+\beta^2}\left[\beta\,E_x + (E_y - v\,B)\right]. \tag{1b}$$

Într-un sistem de referinţă fix în raport cu canalul sînt satisfăcute ecuaţiile cîmpului electromagnetic :

$$rot\ \bar{E}=0 \tag{2}$$

$$div\ \bar{J}=0 \tag{3}$$

$$rot\ \bar{B}=0 \tag{4}$$

Din ecuația (2) se obține :

$$\bar{E}=-\ grad\ V \tag{5}$$

Din ecuațiile (1) și (3) ținînd seama de (2) se obține :

$$div\ \bar{E}=0 \tag{6}$$

Deoarece $\bar{v}$ și $\bar{B}$ au aceeași valoare în orice punct din interiorul canalului, se obține :

$$rot(\bar{E}+\bar{v}\times\bar{B})=0$$

și deci se poate scrie :

$$\bar{E}+\bar{v}\times\bar{B}=-\ grad\ V_e \tag{7}$$

Deci

$$E_x=-\frac{\partial V_e}{\partial x} \tag{8 a}$$

$$E_y-v\,B=-\frac{\partial V_e}{\partial y} \tag{8b}$$

Introducînd expresiile (8 a, b) în relațiile (1 a) și (1 b) se obține :

$$J_x=\frac{\sigma_o}{1+\beta^2}\left[-\frac{\partial V_e}{\partial x}+\beta\frac{\partial V_e}{\partial y}\right] \tag{9a}$$

$$J_y=\frac{\sigma_o}{1+\beta^2}\left[-\beta\frac{\partial V_e}{\partial x}-\frac{\partial V_e}{\partial y}\right] \tag{9b}$$

Condițiile de frontieră sînt :

$V(x,y)=-V$ pe suprafața electrozilor superiori (10 a)

$V(x,y)=+V$ pe suprafața electrozilor inferiori (10 b)

$J_y=0$ pe suprafețele izolante (10 c)

Deci liniile $V_e=$ const. formează cu suprafețele izolante unghiul

$$\alpha_o=\frac{\pi}{2}-arc\ tg\ \beta \tag{10 d}$$

iar liniile de cîmp electric $\bar{E}+\bar{v}\times\bar{B}$ formează cu suprafețele izolante unghiul

$$\alpha=arc\ tg\ \beta \tag{10 e}$$

Primele două condiţii (10 a, b) exprimă că electrozii sînt suprafeţe echipotenţiale. A treia condiţie (10 c) exprimă că prin pereţii izolanţi nu trece curent electric.

Calculul potenţialului V_e din ecuaţiile (9) şi (10) prezintă dificultăţi deoarece condiţiile de frontieră cuprind şi derivatele lui V_e, anume prin relaţia (10 c).

Înlocuind în expresia (3) ecuaţiile (9) se obţine :

$$\frac{\partial^2 V_e}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 V_e}{\partial y^2}=\nabla^2 V_e=0. \tag{11}$$

Relaţia între V şi V_e rezultă din expresiile (1) şi (9) ţinînd seama de relaţiile (8) :

$$\frac{\partial V}{\partial x}=\frac{\partial V_e}{\partial x} \tag{12}$$

$$\frac{\partial V}{\partial y}+vB=\frac{\partial V_e}{\partial y}. \tag{13}$$

În afara funcţiilor potenţiale indicate, uneori se mai introduc şi alte funcţii potenţiale şi funcţii de curent care uşurează tratarea unor cazuri sau descrierea unor anumite fenomene.

Deci problema se reduce la găsirea soluţiei ecuaţiei (11) cu condiţiile de frontieră (10). Această problemă a făcut obiectul unor studii numeroase. S-au dat soluţii obţinute prin rezolvarea numerică a ecuaţiei şi de asemenea soluţii obţinute prin rezolvarea ecuaţiei folosind metoda reprezentărilor conforme.

Dacă se utilizează rezolvarea numerică, atunci se aplică metodele generale cunoscute.

Dacă se utilizează metoda transformărilor conforme, se înlocuieşte planul în care este reprezentat canalul MPD, prin alt plan în care configuraţia canalului ia o formă pentru care soluţia ecuaţiei este cunoscută.

3. Soluţia pentru anumite configuraţii de canal MPD

Pînă în prezent au fost studiate numeroase configuraţii de canal MPD. În continuare se vor examina cazurile mai importante.

3.1. *Canalul MPD cu electrozi compleţi şi fluidul conductor numai în zona activă.* Această problemă a fost studiată de Hurwitz, Kilb, Sutton, în lucrarea [1]. În afara ipotezelor simplificatoare de mai înainte s-au mai admis următoarele :

a) Conductivitatea electrică este nulă în afara zonei electrozilor.

b) Cîmpul se studiază presupunînd electrozii de lungime foarte mare, astfel că la o distanţă mare de marginea electrozilor cîmpul electromagnetic se poate considera omogen.

În fig. 2 este prezentat canalul *MPD*. Conform ipotezelor simplificatoare admise $\bar{J}$ și $\bar{E}$ sînt în plane paralele cu xOy. Pentru a găsi mai ușor expresia lui V se introduce o nouă funcție φ cu relația :

$$V = vB[-y + (1-K)h\varphi] \qquad (14)$$

unde

$K = \frac{U}{U_e}$ iar U_e este t.e.m. indusă, egală cu tensiunea la borne cînd circuitul de sarcină este deschis. Din ecuațiile (6) și (14) se obține :

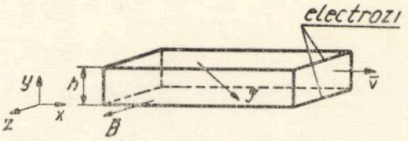


Fig. 2. Explicativă la calculul cîmpului electromagnetic în canalul MPD.

$$\nabla^2\varphi = 0.$$

Deoarece *div* (grad φ) = 0 urmează că se poate scrie :

$$\text{grad } \varphi = rot\ \bar{\psi}_J = i\left(\frac{\partial \psi_z}{\partial y} - \frac{\partial \psi_y}{\partial z}\right) + j\left(\frac{\partial \psi_x}{\partial z} - \frac{\partial \psi_z}{\partial x}\right) + \bar{k}\left(\frac{\partial \psi_y}{\partial x} - \frac{\partial \psi_x}{\partial y}\right). \qquad (15)$$

Dar cum grad φ se află într-un plan paralel cu xOy se obține $\psi_x = \psi_y = 0$. Deci se poate scrie $\bar{\psi}_J = \bar{k}\,\psi$ și ecuația (15) dă :

$$\frac{\partial \psi}{\partial y} = \frac{\partial \varphi}{\partial x} \qquad (16a)$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial x} = -\frac{\partial \varphi}{\partial y} \qquad (16b)$$

unde φ este o funcție potențială iar ψ o funcție de curent.

Introducînd în ecuațiile (1 a, b) pe E_x și E_y exprimate în funcție de V, dat de relația (14) se obține :

$$(1+\beta^2)\frac{J_x}{(1-K)\,vB\,\sigma_0} = -\frac{\partial \varphi}{\partial x} + \beta\frac{\partial \varphi}{\partial y}$$

$$(1+\beta^2)\frac{J_y}{(1-K)\,vB\,\sigma_0} = -\beta\frac{\partial \varphi}{\partial x} - \frac{\partial \varphi}{\partial y}$$

sau ținînd seama de relațiile (16) :

$$(1+\beta^2)\frac{J_x}{(1-K)\,vB\,\sigma_0} = -\frac{\partial \psi}{\partial y} + \beta\frac{\partial \varphi}{\partial y} \qquad (17a)$$

$$(1+\beta^2)\frac{J_y}{(1-K)\,vB\,\sigma_0} = \frac{\partial \psi}{\partial x} - \beta\frac{\partial \varphi}{\partial x}. \qquad (17b)$$

Reprezentarea funcțiilor ψ *și* φ. După cum rezultă din ecuațiile (16) funcția ψ satisface relația $\nabla^2\psi = 0$. Deci liniile $\psi = \text{const.}$ se pot reprezenta cu ajutorul metodei grafice cunoscute. Pentru a putea aplica în mod util metoda este însă necesar să se cunoască forma liniilor

ψ = const. în apropiere de frontieră. Pentru aceasta este necesară o rezolvare aproximativă în vecinătatea frontierei domeniului.

Condiţiile de frontieră rezultă din relaţiile (10) şi ipoteza a :

$$y = 0\,; \qquad V(x,0) = 0 \tag{18}$$

$$y = h\,; \qquad V(x,h) = -KvBh \tag{19}$$

$$x = 0\,; \qquad J_x = 0. \tag{20}$$

Deoarece pentru $x < 0$; $\sigma = 0$, urmează că $\bar{J} = 0$. Din condiţia $Div\, J = 0$ pentru planul $x = 0$, rezultă relaţia (20). Efectuînd înlocuirea mărimilor din relaţiile (18) — (20), condiţiile de frontieră se pot pune sub o formă convenabilă.

În rezumat funcţia ψ satisface ecuaţia :

$$\nabla^2 \psi = 0 \tag{21}$$

şi condiţiile de frontieră :

$$x = 0\,; \quad \gamma = arc\, tg\, \beta \tag{22a}$$

unghiul sub care liniile $\psi\,(x, y)$ = const. intersectează axa Oy, (unghiul fiind considerat pozitiv în sensul orar)

$$y = 0\,; \quad \alpha = \frac{\pi}{2} \tag{22b}$$

(unghiul sub care liniile $\psi\,(x, y)$ = const. intersectează axa Ox)

$$y = h\,; \quad \alpha = \frac{\pi}{2}.$$

În lucrarea [1] este reprezentată reţeaua curbelor ψ = const. şi φ = const. pentru cazul $\beta = 1$. Liniile de curent sînt reprezentate în aceeaşi lucrare.

Liniile cîmpului electric coulombian sînt traiectoriile ortogonale ale curbelor V = const. şi expresia acestor linii rezultă deci din ecuaţia diferenţială

$$\frac{dx}{\left(\frac{dV}{dx}\right)} = \frac{dy}{\left(\frac{dV}{dy}\right)}. \tag{23}$$

Se integrează ecuaţia (23) ţinînd seama de relaţiile (14) şi (16). Soluţia se poate pune sub forma

$$F = vB\,[x + (1 - K)\, h\, \psi] = vBh\,(1 - K)\, A = \text{const.} \tag{24}$$

unde

$$A = \psi + \frac{x}{h} \cdot \frac{1}{1 - K}. \tag{25}$$

Din tabloul liniilor de cîmp electric obţinut în lucrarea [1] se vede că în apropiere de intrare, cîmpul electric are o componentă orientată

în sensul valorilor negative ale lui x, ceea ce face ca în această zonă liniile curentului electric să fie aproximativ paralele cu $x = 0$, adică cu suprafața secțiunii de intrare. Acest cîmp electric se explică prin apariția sarcinilor negative la intrare, în urma separării sarcinilor sub acțiunea cîmpului magnetic. De asemenea se vede, că în colțul de intrare superior, sensul cîmpului electric se schimbă și variază foarte repede, iar densitatea de curent crește infinit.

Conductivitatea electrică a fluidului nu este în realitate nulă înainte de intrarea în zona activă. Această situație s-ar întîlni dacă introducerea adaosului de ionizare ar avea loc chiar în zona intrării, ceea ce nu se face datorită dificultăților tehnologice pe care le presupune o astfel de construcție. La ieșirea din canal conductivitatea electrică este mică datorită micșorării temperaturii. Deși problema tratată constituie un caz idealizat, totuși are avantajul de a pune în evidență cu claritate unele fenomene din canalul *MPD* cum este apariția cîmpului electric coulombian longitudinal la marginea canalului și modificarea ca urmare a formei liniilor de curent.

3.2. *Canalul MPD cu electrozi segmentați.* Această problemă a fost studiată de Hurwitz, Kilb, Sutton, în lucrarea [1]. În afara ipotezelor simplificatoare de la paragraful 1 s-au mai admis următoarele :

a) Distribuția electrozilor segmentați este periodică și infinită.

b) Cîmpul magnetic este omogen în tot canalul.

c) Canalul se consideră foarte înalt, astfel că în partea centrală se poate admite că vectorul densității de curent este perpendicular pe electrozi.

Schema electrozilor de o anumită polaritate este reprezentată în fig. 3. Se examinează cazul particular cînd lungimea izolației dintre doi electrozi vecini este egală cu lungimea unui electrod. Pentru rezolvarea problemei se utilizează transformarea conformă din fig. 3.

Curentul total corespunzător unei perechi de electrozi opuși rezultă :

$$I_s = 2a\rho hvB(1-K)\sigma_0 \frac{1}{1+2\rho(\Delta_\nu - \beta)} \tag{26}$$

unde Δ_ν se poate exprima prin funcțiile Γ iar pentru $\beta > 1$ se poate scrie $\Delta_\nu \approx 2\beta - 0{,}4$.

Curentul total care trece printr-o pereche de electrozi nefracționați, în cazul că se neglijează efectul de capăt iar lungimea are valoarea $2h$ este :

$$I_u = 2a\rho hvB(1-K)\sigma_0 \frac{1}{1+\beta^2}. \tag{27}$$

Diferența de potențial dintre doi electrozi vecini este :

$$V_A - V_B = -2\rho hvB(1-K)\frac{\beta}{1+2\rho(\Delta_\nu - \beta)}. \tag{28}$$

Din relaţia (28) se constată că diferenţa de potenţial dintre doi electrozi vecini poate fi importantă dacă β este mare.

În fig. 4 sînt reprezentate pentru comparaţie liniile de curent pentru $\beta = 1$, respectiv $\beta = 3$, în două cazuri :

electrozi de lungime finită şi electrozi infinit subţiri. Rezultă că se pot utiliza electrozi de lungime foarte mică comparativ cu lungimea izolaţiei dintre doi electrozi vecini dacă β are valori mari ($\beta > 1$). Toate celelalte

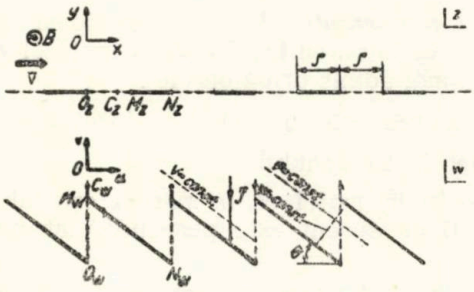


Fig. 3. Schema distribuţiei electrozilor de o anumită polaritate şi transformarea conformă a planelor z şi w.

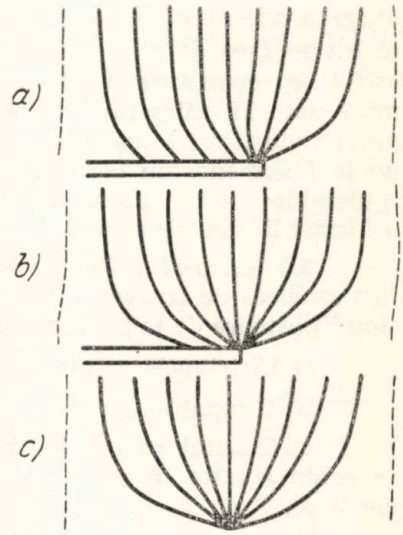


Fig. 4. Liniile curentului electric în următoarele cazuri :

a) electrozi segmentaţi şi $\beta = 1$; b) electrozi segmentaţi şi $\beta = 3$; c) electrozi infinit subţiri (forma liniilor nu depinde de β)

condiţii rămînînd neschimbate, curentul variază foarte puţin cu lungimea electrodului dacă $\beta > 1$. Această concluzie prezintă importanţă din punct de vedere constructiv în cazul în care segmentele izolante cu o suprafaţă mare se pot executa mai uşor decît electrozii de aceeaşi suprafaţă. După lucrarea [1] au apărut studiile efectuate de Haeussler [2] şi Welly [3].

În lucrările [2] şi [3] se iau în considerare unele elemente neglijate în lucrarea [1] şi se stabilesc anumite rezultate noi. Astfel se ajunge la concluzia că generatorul cu electrozi segmentaţi debitează puterea maximă dacă electrozii opuşi nu sînt deplasaţi, în sensul curgerii fluidului.

În lucrarea [6] se studiază cazul canalului cu electrozi distribuiţi periodic şi se dă expresia rezistenţei interioare pentru cazul conductivităţii electrice scalare, puse sub o formă simplă cu ajutorul funcţiilor eliptice.

3.3. *Canalul MPD cu electrozi compleți și fluidul conductor în întreg canalul.* Acest caz a fost studiat de Dzung [4]. Spre deosebire de studiul de la paragraful 3.1. conductivitatea fluidului se presupune diferită de zero și în afara zonei active a canalului.

Deoarece $div\ \bar{E} = 0$ iar $\bar{E}$ se află într-un plan paralel cu xOy se poate scrie :

$$\bar{E} = -rot\,\bar{k}\,\varphi \tag{29}$$

Avînd în vedere că $div\ \bar{J} = 0$ iar $\bar{J}$ se află într-un plan paralel cu xOy se poate scrie :

$$\frac{\pi}{\sigma_0 U}\bar{J} = -rot\,\bar{k}\,\psi(x,y) \tag{30}$$

Vectorul $rot\ \bar{J}$ este nul atît în zona 1 cît și în zona 2 din fig. 1, cu excepția suprafeței $x = 0$, unde are loc discontinuitatea lui $\bar{B}$

Deci în zonele 1 și 2 :

$$rot\,\bar{J} = 0.$$

Urmează că $\bar{J}$ derivă dintr-un potențial :

$$\frac{\pi}{\sigma_0 U}\bar{J} = -grad\,\varphi. \tag{31}$$

De asemenea, cu excepția planului $x = 0$ este satisfăcută ecuația :

$$rot\,E_e = 0$$

deci

$$\bar{E}_e = -grad\,V_e. \tag{32}$$

Deoarece $div\ \bar{E}_e = 0$ iar $\bar{E}_e$ se află într-un plan paralel cu xOy se poate scrie :

$$\bar{E}_e = -rot\,\bar{k}\,\Phi_e. \tag{33}$$

Funcțiile : V, V_e, φ, Φ_e, ψ satisfac ecuația lui Laplace.

Introducînd diferitele mărimi sub forma unor serii și punînd condițiile de frontieră, s-au obținut utilizînd o mașină numerică de calcul, valorile funcțiilor

$$V,\ V_e,\ \psi,\ \varphi_e.$$

În fig. 5 și 6 sînt reprezentate pentru două cazuri anume $\beta = 0$ (nu există efect Hall) și $\beta = 2$ (există efect Hall) liniile curentului electric $\psi =$ const. și de asemenea liniile $V =$ const. și $V_e =$ const., în zona de intrare a unui canal cu electrozi compleți cînd factorul de sarcină este $K = \frac{1}{1,2}$. Liniile de curent electric, care se află în stînga curbei reprezentate prin linie punctată, se închid în interiorul conductei pe la capăt, fără

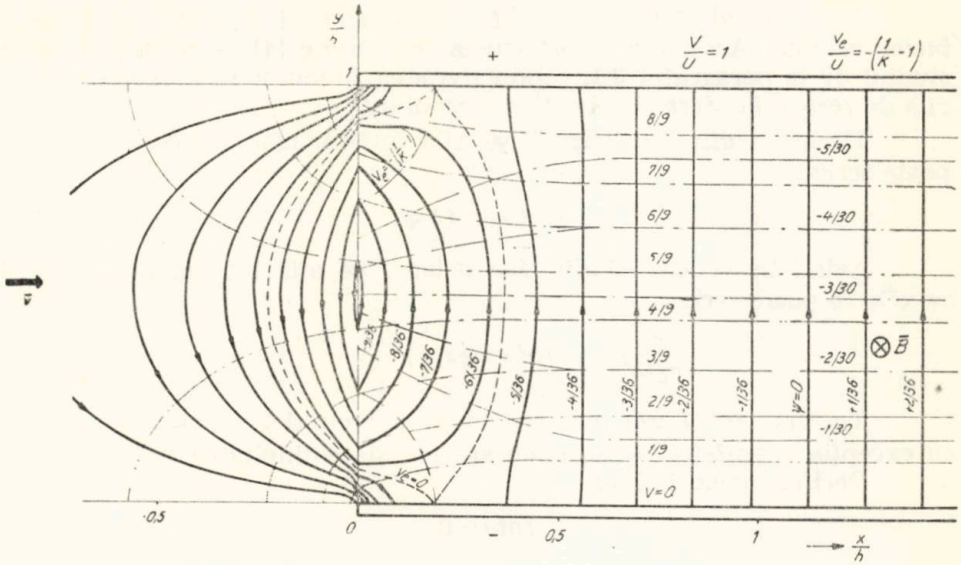


Fig. 5. Liniile curentului electric $\psi =$ const. și liniile echipotențiale pentru cazul cînd nu există efect Hall, $\beta = 0$, iar $K = \frac{1}{1,2}$.

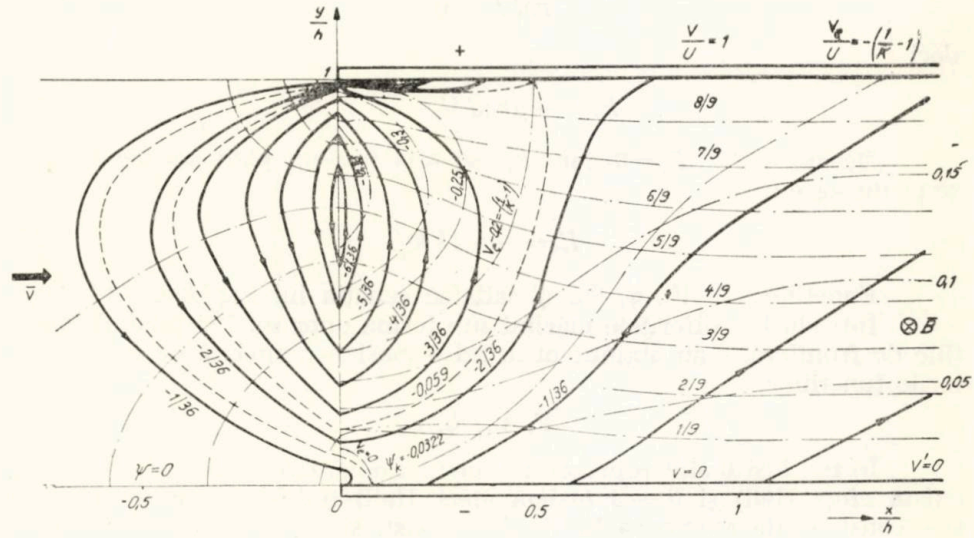


Fig. 6. Liniile curentului electric $\psi =$ const. și liniile echipotențiale, pentru cazul cînd există efect Hall, $\beta = 2$, iar $K = \frac{1}{1,2}$.

a atinge electrozii. Curba ψ_k, delimitează curenţii care acoperă pierderile în canal, datorită închiderii curenţilor pe la capăt. Liniile de curent care se află la dreapta curbei ψ_k corespund curentului debitat sarcinii.

Dacă se inversează sensul mărimilor B şi v în fig. 5 şi 6, figurile obţinute sînt valabile pentru marginea de ieşire a canalului.

Expresiile de calcul stabilite în lucrarea [4] permit calculul mărimilor electromagnetice de stare a cîmpului, în cazul electrozilor compleţi şi cu anumite aproximaţii şi în cazul electrozilor segmentaţi.

Calculul pierderilor datorite efectului de capăt al curenţilor arată că acestea pot fi importante, astfel încît se impun măsuri pentru reducerea lor.

3.4. *Canalul MPD cu electrozi compleţi şi cîmpul magnetic omogen extins la infinit.* Acest caz a fost studiat de Schultz-Grunow şi Denzel [5]. În fig. 7 se indică schema electrică echivalentă a generatorului, iar în fig. 8 sînt reprezentate după lucrarea [5] curbele rezistenţei interioare R_i în funcţie de raportul $\frac{l}{h}$ şi de parametrul efectului Hall, β.

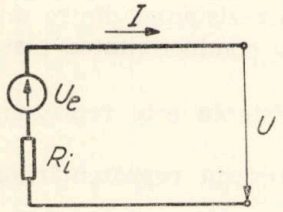


Fig. 7. Schema echivalentă a generatorului liniar MPD în cazul unei extinderi constante infinite a cîmpului magnetic.

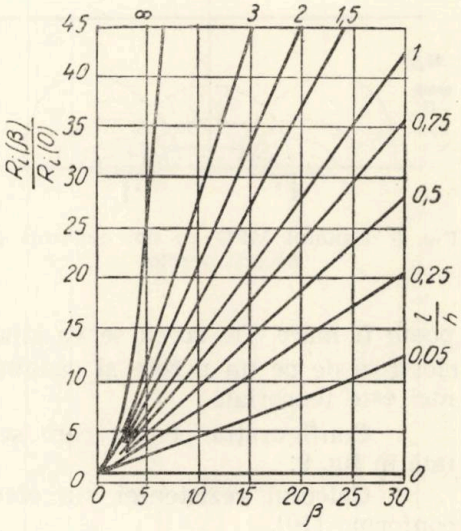


Fig. 8. Curbele rezistenţei interioare în funcţie de parametrul efectului Hall β, pentru diferite valori ale raportului l/h.

Problema tratată prezintă importanţă practică deoarece extinderea cîmpului magnetic în afara zonei active este utilizată pentru reducerea pierderilor datorite efectului de capăt al curenţilor.

Calculele sînt relativ simple pentru că s-a putut defini o funcţie potenţială V_e în interiorul canalului, din care derivă cîmpul electric $E_e = \bar{E} + \bar{v} \times \bar{B}$

Dacă cîmpul magnetic nu ar fi uniform şi $B(x, y)$ ar prezenta o discontinuitate, atunci nu mai este suficientă o singură funcţie potenţială pentru tot canalul şi studiul devine mult mai complicat necesitînd rezolvarea ecuaţiilor cu maşini numerice de calcul, după cum este necesar la cazul expus la paragraful precedent 3.3.

3.5. *Rezistenţa electrică dintre doi electrozi situaţi de aceeaşi parte a unui canal MPD.* În numeroase aplicaţii practice ale canalului MPD de secţiune rectangulară intervine expresia rezistenţei dintre doi electrozi situaţi pe acelaşi perete. Astfel de aplicaţii sînt de exemplu calculul pierderilor datorite efectului de capăt al curenţilor la un generator cu conductă metalică sau calculul curentului de sarcină la generatorul *MPD* cu cîmp electric longitudinal (de tip Hall), cînd se ţine seama de distanţa finită dintre electrozi.

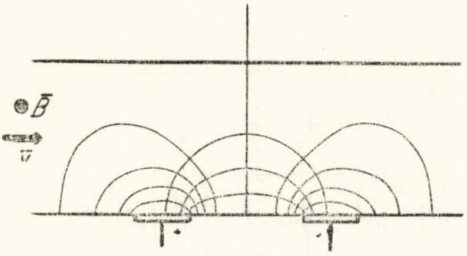


Fig. 9. Canalul MPD cu doi electrozi pe acelaşi perete.

Problema a fost studiată în literatură de Péricart şi De Montardy în lucrarea [9], presupunînd conductivitatea electrică scalară. După cum se ştie însă conductivitatea plasmei din canalul *MPD* este tensorială şi nu scalară, iar efectul pe care îl introduce această circumstanţă asupra valorii rezistenţei, poate fi mare. De aceea se va studia aici expresia rezistenţei dintre doi electrozi de pe un perete al canalului în cazul cînd conductivitatea plasmei este tensorială.

Configuraţia pentru care se va calcula rezistenţa este reprezentată în fig. 9.

Calculul rezistenţei s-a efectuat folosind metoda reprezentărilor conforme [10].

Se obţine :

$$R_i = \frac{1}{a\sigma_0} \cdot \frac{1}{\cos\alpha} \cdot \frac{\displaystyle\int_{-1}^{+1} \frac{dw}{[(1+w)(1-kw)]^{\frac{1}{2}+\frac{\alpha}{\pi}}[(1-w)(1+kw)]^{\frac{1}{2}-\frac{\alpha}{\pi}}}}{\displaystyle\int_{1}^{\frac{1}{k}} \frac{dw}{[(w+1)(1-kw)]^{\frac{1}{2}+\frac{\alpha}{\pi}}[(w-1)(1+kw)]^{\frac{1}{2}-\frac{\alpha}{\pi}}}} \tag{34}$$

$$k = \frac{\frac{1}{2} - \frac{1}{exp\frac{\pi}{h}(l-b)}}{\frac{1}{2} - \frac{1}{1+exp\frac{\pi}{h}l}} \tag{34a}$$

$$a\,\sigma_0 R_i = \frac{1}{\cos\alpha} \cdot \frac{\zeta}{\zeta} = f(\beta, k) \qquad k = f\left(\frac{l}{h}, \frac{b}{h}\right).$$

Canal de înălțime infinită

În acest caz $h = \infty$ și relația (34 a) dă după ridicarea nedeterminării :

$$k = \frac{\overline{C_w D_w}}{\overline{C_w E_w}} = 1 - \frac{b}{l}.$$

Canal de înălțime infinită fără efect Hall

Cînd nu există efect Hall unghiul α este nul, $\alpha = 0$ iar relația (34) ținînd seama de relația cunoscută din teoria funcțiilor eliptice

$$K\left(\frac{1}{k}\right) = k(K + jK')$$

dă în acest caz

$$R_i = \frac{1}{a\,\varrho_0} \cdot \frac{2K}{K'} \tag{35}$$

unde K și K' sînt integralele eliptice complete în forma normală Legendre.

Se regăsește astfel rezultatul indicat de Gibbs în lucrarea [8].

Concluzii

Din cele expuse urmează că pînă în prezent au fost mult studiate anumite configurații de canal *MPD* în special canalul cu electrozi compleți și segmentați, pentru generatoare cu cîmp electric transversal (generatoare tip Faraday) respectiv generatoare cu curent electric transversal (generatoare tip Faraday cu electrozi segmentați). Studiile efectuate, admițînd o serie de ipoteze simplificatoare, au permis să se găsească forma liniilor de curent și a suprafețelor echipotențiale. De asemenea s-au stabilit formule pentru calculul pierderilor datorite efectului de capăt al curenților. Calculele au arătat că aceste pierderi sînt în general mari, de aceea este necesar să se ia măsuri pentru reducerea lor. În acest scop se poate utiliza fie introducerea unor pereți longitudinali la marginea canalului, fie extinderea cîmpului magnetic în afara zonei active. Nu s-au efectuat însă pînă acum cercetări experimentale asupra acestor metode de reducere a pierderilor. S-au propus de asemenea metode pentru studiul cîmpului

electromagnetic în canal, pe modele din plăci de material semiconductor, dar nu s-au obţinut pînă în prezent date experimentale.

Avînd în vedere importanţa şi complexitatea studiului cîmpului electromagnetic în canalul *MPD*, în prezent se continuă studiul pentru diferite configuraţii care nu au fost tratate şi se iau în considerare factori neglijaţi anterior. În acelaşi timp se urmăreşte studiul experimental în generatoare şi pe modele.

Summary

The type of MPD generator most studied at present is that with direct current with liniar channel and with complete or segmented electrodes. The importance of the distribution mode of the current in the channel and of the end effect is particularly great, so that this problem should be taken into consideration even in calculations of a relative low precision.

From this reason there is necessary a most detailed study of the electromagnetic field in the *MPD* channel. This subject was treated in various investigations. In the present work are shown the essential elements of this investigations and the principal results obtained, including some contributions from the author.

Резюме

Наиболее изучающимся в настоящее время генератор МГД — это генератор постоянного тока с линейным каналом и с сплошными или сегментированными электродами.

Вопросами особой важности, которые должны быть взять во внимание даже в расчётах не особенно точных, являются распределение тока в канале МГД и концевой эффект.

Это обстоятельство делает необходимым изучение как можно более детальным электромагнитного поля в канале МГД.

В работе представляются основные элементы исследований по этому вопросу и полученные результаты, включая вклад автора в этой области.

Bibliografie

1. HURWITZ, JR. H. ; KILB, R. W. ; SUTTON, G. W. : *Influence of Tensor Conductivity on Current Distribution in a MHD Generator.* Journal of Applied Physics, 32, nr. 2, 1961, p. 205—216.
2. HAEUSSLER, J. : *Zur optimalen Elektrodenanordnung in magnetohydrodynamischen Kanal bei Berücksichtigung des Halleffektes.* Archiv für Elektrotechnik, 50, Nr. 2, 1965, p. 74—84.

3. WELLY, J. D. : *Strom und Spannungsverteilung bei MHD — Generatoren.* Siemens Zeitschrift 40, Nr. 1, 1966, p. 36—43.

4. DZUNG, L. S. : *Der magnetohydrodynamische Generator mit Hall-Effekt am Kanalende.* BBC Mitteilungen, 49, Nr. 6, 1962, p. 211—225.

5. SCHULTZ-GRUNOW, F. ; DENZEL, D. L. : *Calculation of the Electric Characteristics of an MHD Generator with finite Electrodes by Conformal Mapping under full Consideration of Tensor Conductivity and a Velocity Profile.* MHD, Magnetohydrodynamic Electrical Power Generation. Proceedings of an International Symposium held in Paris, July 1964.

6. NICOLAIDE, A. : *Generatorul magnetohidrodinamic cu metal lichid.* Electrotehnica, vol. 14, nr. 7, 1966, p. 225—238.

7. SCHULTZ-GRUNOW, F. ; DENZEL, D. L. : *Ein Modell zur Lösung von ebenen Potentialproblemen bei tensoriellen Vektorbeziehungen.* Elektrotechnische Zeitschrift, ETZ-A, 85, Nr. 24, 1964, p. 803—804.

8. GIBBS, W. J .: *Conformal Transformations in Electrical Engineering.* Chapman Hall, London, 1958.

9. PERICART, J. ; MONTARDY, A. DE, : *Contribution á l'étude des effets d'extrémité dans les générateurs MHD.* Revue Générale de l'Electricité, 74, Nr. 11, nov. 1965, p. 863—872.

10. NICOLAIDE, A. : *Stadiul actual al studiului cîmpului electromagnetic în canalul generatorului MPD.* Comunicare susţinută la Consfătuirea Naţională de Fizica şi Tehnica Plasmei. Bucureşti, 2—4 noiembrie 1967.

Lista notaţiilor

a — grosimea canalului (înălţimea unui electrod).

$\overline{B}$ — inducţia magnetică

$\overline{E}$ — intensitatea cîmpului electric coulombian.

$\overline{E}_e$ — intensitatea cîmpului electric rezultant $\overline{E}_e = \overline{E} + \overline{v} \times \overline{B}$

h — înălţimea canalului (distanţa dintre doi electrozi opuşi).

I_s — curentul corespunzător unei perechi de electrozi opuşi fiecare de lungimea ρh ai unui canal cu electrozi segmentaţi.

I_u — curentul care trece printr-o pereche de electrozi nesegmentaţi fie care de lungime $2\rho h$ în cazul că se neglijează efectul de capăt.

$\overline{J}$ — densitatea curentului electric.

$K = \frac{U}{U_e}$ — factorul de sarcină.

U — tensitatea la borne.

U_e — t. e. m. indusă.

$\overline{v}$ — viteza fluidului.

V — potenţialul cîmpului electric coulombian.

V_e — potenţialul electrodinamic.

$V_A - V_B$ — diferenţa de potenţial dintre doi electrozi vecini.

x, y — coordonatele unui punct în sistemul de referinţă rectangular.

β — parametrul efectului Hall în plasmă.

ϱ — raportul dintre lungimea unui electrod şi înălţimea canalului h (distanţa dintre doi electrozi opuşi) în cazul canalului cu electrozi segmentaţi.

σ — conductivitatea electrică a plasmei.

σ_0 — conductivitatea electrică a plasmei în absenţa cîmpului magnetic.

φ — funcţie potenţială.

Φ — funcţie de curent.

ψ — funcţie de curent.

SUMATOR BINAR ŞI DISPOZITIV DE IMPRIMARE

CRUŢU GHEORGHE

Numărul mare de elemente componente ale unui calculator electronic numeric, interacţiunile dintre ele, fac imposibilă urmărirea proceselor rapide care au loc în calculator. Pentru studiul structurii unui calculator electronic numeric este indicat să se construiască dispozitive separate ale calculatorului care să îndeplinească următoarele condiţii :

— să conţină aceleaşi tipuri de elemente ca şi calculatorul universal ;

— să poată efectua în detaliu aceleaşi operaţii matematice ;

— să poată fi urmărită succesiunea efectuării operaţiilor ;

— să fie automatizate numai unele etape ale procesului de calcul, iar restul comandate manual de la un pupitru.

1. Sinteza sumatorului binar cu module NICI

Operaţiile matematice într-un calculator electronic numeric se reduc la o succesiune de adunări efectuate cu sumatorul binar.

În tabelul 1 sînt arătate cele opt variante posibile care intervin la adunarea a două numere în sistemul de numeraţie binar. Cifrele care se adună sînt reprezentate prin variabilele bivalente x_1 şi x_2 cifra sumă prin x_e, cifra de transfer într-o poziţie de rang superior prin $x_{tr.s}$ iar cifra de transfer din poziţia de rang inferior cu x_3.

În figura 1, a şi 1, b sînt reprezentate diagramele Veitch pentru funcţiile x_e şi $x_{tr.s}$. Existenţa numai a unui singur termen comun pentru cele două funcţii : $x_1\, x_2\, x_3$ corespunzător unui patrat „1" sau a termenului $x_1 \cup x_2 \cup x_3$ corespunzător unui patrat „0" minimizarea acestor funcţii nu poate fi dusă prea departe.

Funcţia booleană x_e în forma normală disjunctivă, conform tabelului 1, are expresia :

$$x_e = x_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3 \cup \bar{x}_1 x_2 \bar{x}_3 \cup \bar{x}_1 \bar{x}_2 x_3 \cup x_1 x_2 x_3 \tag{1.1}$$

După transformările de echivalenţă, funcţia (1.1) poate fi exprimată cu ajutorul functorului NICI, astfel :

$$\begin{aligned} x_e &= \overline{\overline{x_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3 \cup \bar{x}_1 x_2 \bar{x}_3 \cup \bar{x}_1 \bar{x}_2 x_3 \cup x_1 x_2 x_3}} = \\ &= \overline{(\bar{x}_1 \top x_2 \top x_3) \top (x_1 \top \bar{x}_2 \top x_3) \top (x_1 \top x_2 \top \bar{x}_3) \top (\bar{x}_1 \top \bar{x}_2 \top \bar{x}_3)} \end{aligned} \tag{1.2}$$

Funcţia booleană $x_{tr.s}$ scrisă conform diagramei Veitch (fig. 1, b) în forma normală conjunctivă, are expresia :

$$x_{tr.s} = (x_1 \cup \bar{x}_2 \cup x_3)(\bar{x}_1 \cup x_2 \cup x_3)(x_1 \cup x_2 \cup \bar{x}_3)(x_1 \cup x_2 \cup x_3) \tag{1.3}$$

După gruparea termenilor pe zone „0" (fig. 1, b) se obţine forma minimizată optimală a funcţiei (1.3).

$$\begin{aligned} x_{tr.s} &= (x_1 \cup \bar{x}_2 \cup x_3)(x_2 \cup x_3)(x_1 \cup x_2) = \\ &= \overline{\overline{(x_1 \cup \bar{x}_2 \cup x_3) \cdot (x_2 \cup x_3) \cdot (x_1 \cup x_2)}} = \end{aligned}$$

x_1	x_2	x_3	x_e	$x_{tr.s}$
0	0	0	0	0
1	0	0	1	0
0	1	0	1	0
1	1	0	0	1
0	0	1	1	0
1	0	1	0	1
0	1	1	0	1
1	1	1	1	1

Tabelul 1

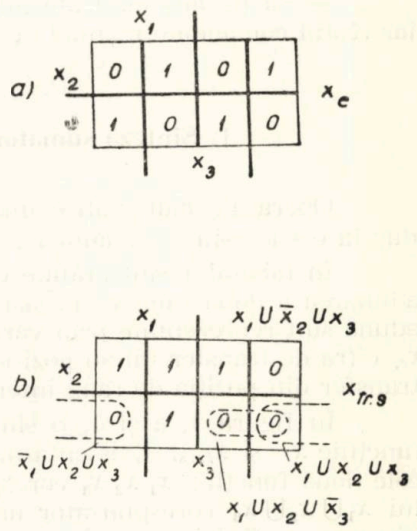


Fig. 1.

$$= \overline{\overline{(x_1 \cup \bar{x}_2 \cup x_3)} \cup \overline{(x_2 \cup x_3)} \cup \overline{(x_1 \cup x_2)}} =$$

$$x_{tr.\,s} = (x_1 \top \bar{x}_2 \top x_3) \top (x_2 \top x_3) \top (x_1 \top x_2). \qquad (1.4)$$

Se observă însă că există un termen comun $x_1 \top \bar{x}_2 \top x_3$ ambelor funcţii (1.2) şi (1.4), şi o variabilă negată $\bar{x}_2$ comună. Schema logică a sumatorului rezultată din unirea schemelor corespunzătoare funcţiilor (1.2) şi (1.4) va avea astfel 12 module NICI cu 27 de intrări (figura 2).

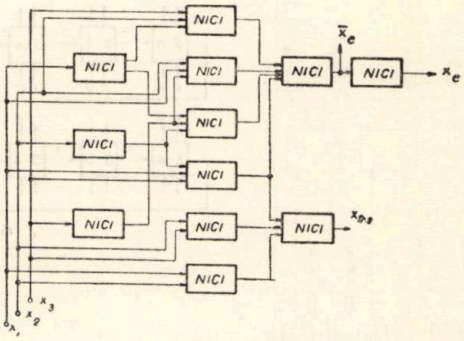


Fig. 2.

Adunarea numerelor negative în S_2 se face în codul invers.

Pentru transformarea numerelor în codul invers se foloseşte ieşirea a doua a circuitelor bistabile din componenţa registrelor.

2. Schema bloc a sumatorului binar

Schema bloc a sumatorului în ansamblu, cu circuite anexe, este reprezentată în figura 3. Sumatorul propriu-zis este format din sumatoarele pentru o poziţie a coloanei cifrice, $S-1 \ldots S-6$. Blocurile notate *CB* sînt circuitele basculante bistabile ale celor două registre iar blocurile notate *CP* sînt circuite poartă duble.

Numerele memorate temporar în registre pot fi pozitive sau negative. $S-5$ este destinat pentru cifra dinaintea virgulei, $S-1 \ldots S-4$ pentru poziţiile cifrelor de după virgulă, iar $S-6$ elementul de comandă automată a transformării numerelor sumă din codul invers în codul direct (cînd este cazul), sau transmiterea directă a sumei la ieşirile schemei prin circuitele poartă duble. Numerele negative vor fi trimise din registre în sumator în codul invers. Pentru aceasta intrările x_1 şi x_2 ale fiecărui sumator pentru o poziţie a coloanei cifrice sînt legate cu cele două ieşiri ale circuitelor basculante bistabile prin circuite poartă. La ieşirile din stînga a circuitelor basculante bistabile numerele vor apărea în codul invers. Legăturile sînt astfel realizate încît atunci cînd se aplică semnale

pozitive la bornele P_1 respectiv P_2, în sumator să fie transmise numerele negative din registrul I, respectiv registrul II, în codul invers.

Cînd semnalele pozitive se aplică la bornele P_1' şi P_2' numerele pozitive sînt transmise din registre în sumator fără a fi transformate.

Numerele din sumator sînt trecute la ieşirile schemei tot prin circuite poartă. Aici transformarea numerelor din codul invers se face automat, astfel că întotdeauna la ieşirile schemei va rezulta suma în codul direct. Comanda automată este efectuată prin sumatorul pentru o poziţie S— 6.

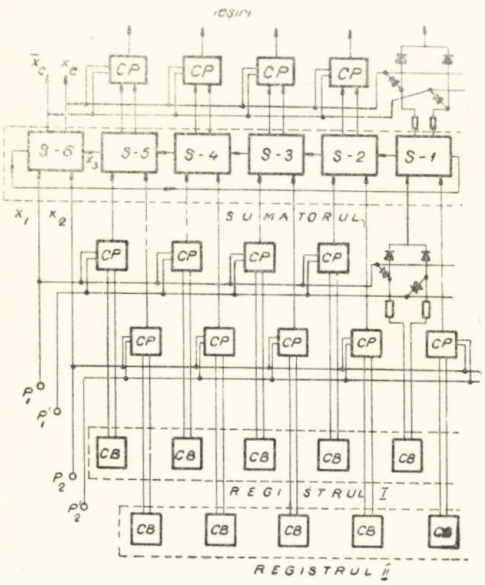


Fig. 3.

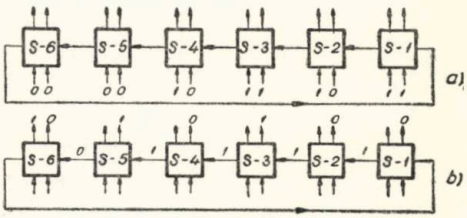


Fig. 4

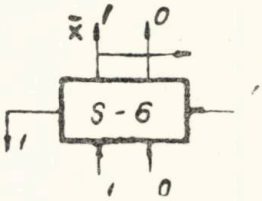


Fig. 5.

Funcţionarea sumatorului din figura 4 va fi ilustrată prin exemplele numerice de mai jos.

Exemplul I. Adunarea a două numere pozitive

În registrele I respectiv II se găsesc numerele $A_1 = 0{,}1111$ respectiv $A_2 = 0{,}0101$. Suma lor va fi $A_1 + A_2 = 1{,}0100$. Pentru trecerea celor două numere din registre în sumator, se aplică semnale pozitive la bornele P_1' şi P_2'.

În figura 4, a sînt reprezentate numerele la intrările x_1 şi x_2 ale sumatoarelor pentru o poziţie iar în figura 4, b starea acestor sumatoare după adunare. Sumatorul S— 6 avînd semnale 0 la cele trei intrări, la ieşirea x_e va apare un semnal 1 care deschide porţile pentru ieşirile x_e ale sumatoarelor S— 1 ... S— 5. La ieşirile schemei va rezulta suma $A_1 + A_2 = 1{,}0100$.

Exemplul II. Adunarea unui număr pozitiv cu un număr negativ

Se dau numerele $A_1 = 0{,}1101$ și $A_2 = -0{,}1011$. Numărul A_2 în codul invers are reprezentarea : $[A_2]_{inv} = 1{,}0100$.

Se efectuează însumarea :

$$\begin{array}{r} 0{,}1101 \\ +\ 1{,}0100 \\ \hline 10{,}0001 \\ \longrightarrow 1 \\ \hline 0{,}0010 \end{array}$$

Se aplică semnale de comandă la borna P_1' și P_2'.

Starea sumatorului $S-6$ va fi cea din figura 5. Vor fi deschise porțile pentru ieșirile x_e cu semnalul $\bar{x}_e$ de ieșirea sumatorului $S-6$. Suma $A_1 + A_2 = 0{,}0010$ este un număr pozitiv.

Exemplul III. Adunarea a două numere negative

Se dau numerele $A_1 = -0{,}1001$ și $A_2 = -0{,}1110$. Aceste numere în codul invers au reprezentările :

$$[A_1]_{inv} = 1{,}0110\ ;\ [A_2]_{inv} = 1{,}0001$$

Suma :

$$[a_1]_{inv} + [a_2]_{inv} = 0{,}1000$$

$$\begin{array}{r} 1{,}0010 \\ +\ 1{,}0001 \\ \hline 10{,}0111 \\ \longrightarrow 1 \\ \hline 0{,}1000 \end{array}$$

Se aplică semnale la bornele P_1 și P_2.

Starea sumatorului pentru o poziție $S-6$ va fi cea din figura 6. Se vor deschide porțile pentru ieșirile $\bar{x}_e$ ale sumatoarelor cu o poziție $S-1 \ldots S-5$, cu semnalul x_e al sumatorului pentru o poziție $S-6$. La ieșirile schemei apare suma negativă $A_1 + A_2 = 1{,}0111$.

Din exemplele de mai sus rezultă că numărul de la ieșirile schemei va fi pozitiv atunci cînd porțile sînt deschise cu semnalul $\bar{x}_e$ de la ieșirea lui $S-6$ și negativ cînd porțile sînt deschise cu semnalul x_e.

3. Dispozitivul de imprimare

Dispozitivul de imprimare, are rolul de a converti numerele, rezultate ale operațiilor matematice, din sistemul binar-zecimal în sistemul zecimal și a le imprima pe bandă de hîrtie cu ajutorul unei mașini de scris. Cuprinde două părți principale :

— descifratorul cu circuitele de imprimare, inclusiv mașina de scris ;

— blocul de comandă.

În dispozitivul de imprimare se folosesc ca circuite de bază : circuite de formare (*CF*) circuite basculante bistabile (*CB*), circuite inversoare (*CI*) și circuite de coincidență (*SI*).

Schema circuitului de formare a impulsurilor pe care o propunem este reprezentată în fig. 7.

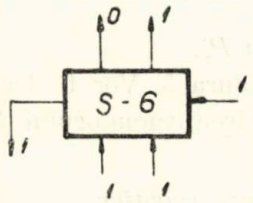


Fig. 6.

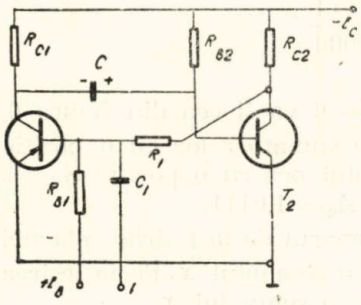


Fig. 7.

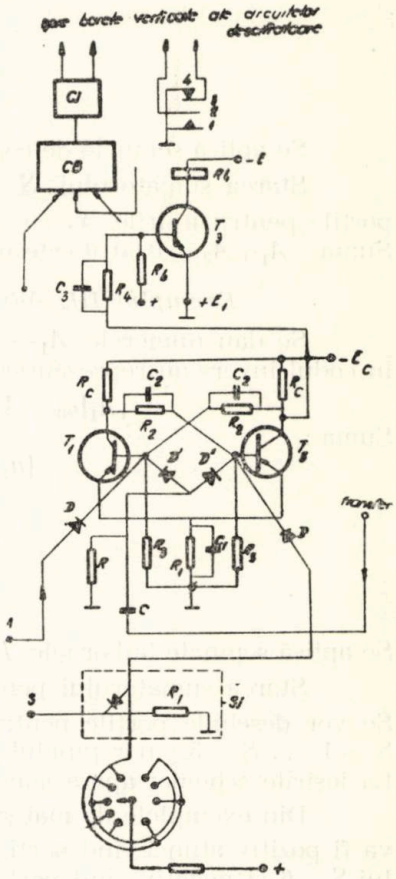


Fig. 8.

Circuitul basculant reprezentat în fig. 8 constituie circuitul de bază al calculatorului.

În aceeași figură este reprezentat și circuitul inversor. Cînd circuitul basculant *CB* se găsește în starea 0 (T_1 blocat, T_2 conduce) potențialul colectorului tranzistorului T_2 este ridicat (aproape de zero). Tranzistorul T_3 rămîne blocat. Basculînd *CB* în starea 1 (T_2 blocat), se aplică pe baza tranzistorului T_3 potențialul scăzut al colectorului tranzistorului T_2 și deci T_3 conduce.

După terminarea operațiilor matematice în dispozitivul aritmetic, numărul care reprezintă suma, este transpus în registru, în sistemul binar-zecimal, conform unui subprogram special.

În cazul de față înscrierea în registru a numerelor binar-zecimale, se face prin intermediul unor decade binare.

O decadă binară este formată dintr-un comutator cu 10 poziții numerotate 0, 1, ... 9 (fig. 8 și 9) cu 4 secțiuni, notate *a*, *b*, *c*, și *d*. Secțiunile se găsesc pe același ax și sînt comutate manual simultan. Pentru o poziție a comutatorului, corespunzătoare unei cifre zecimale, la fiecare ieșire a secțiunilor unei decade binare, apare sau nu un semnal. Existența semnalului reprezintă cifra 1 iar lipsa semnalului cifra 0.

Registrul conține 12 circuite basculante. Se poate astfel înregistra, prin intermediul a trei decade binare, un număr de ordinul sutelor. Cifra în sistemul de numerație zecimal de rang superior va fi fixată prin comutatorul ordinului sutelor, a doua cifră cu comutatorul zecilor, iar cifra de rang inferior cu comutatorul unităților.

Înregistrarea celor trei tetrade se face simultan prin aplicarea unui impuls la borna *S* a circuitelor de coincidență *SI* figura 9.

Circuitele basculante *CB* — 1, *CB* — 2, *CB* — 3 și *CB* — 4 (fig. 9) stabilite în starea 1 vor debloca circuitele inversoare CI. Releele RI din circuitul colectorului inversoarelor deblocate, fig. 8, închid contactele 1—2 și deschid contactele 3—4.

Descifratorul din fig. 9 este format din circuite de coincidență SI cu diode semiconductoare. Prin barele verticale ale descifratorului (fig. 9) și prin contactele releului RI (fig. 8), unele din diodele numerotate de la 1 la 30, vor fi puse la masă. Înfășurarea unui releu din cele zece numerotate cu $R1_0 \ldots R1_9$ va fi alimentată dacă nici o diodă conectată la bara orizontală respectivă nu va fi pusă la masă.

În figura 10 este reprezentată schema circuitului de comandă a dispozitivului de imprimare. Comanda „imprimare" se efectuează manual prin apăsarea butonului „imprimare" de pe panoul de comandă. Impulsul pozitiv aplicat în punctul A_1, pune în funcțiune schema de comandă. Astfel se stabilește circuitul basculant CB — 6 în starea 1, circuitul inversor CI — 5 se deblochează, releul R1 — 1 închide contactele 1 cu 2 și 3 cu 4. Se alimentează de la sursa E_1 colectoarele circuitelor inversoare CI — 1, CI — 2, CI — 3 și CI — 4.

Releul R1 — 2 este acționat și închide contactele 1 — 2 și 3 — 4. De la sursa E_3 se alimentează contactele releelor $R1_0 \ldots R1_9$, iar de la sursa E_5 selectorul pas cu pas S.P.P. În același timp se alimentează un motoraș (nu este figurat) care pune în funcțiune S.P.P. Contactele mobile K_1 și K_2 se deplasează pe lamelele 1, 2 ... 13.

În funcție de conținutul primelor patru circuite basculante ale registrului, în care se găsește cifra binar-zecimală de rang superior, va fi acționat prin intermediul circuitului descifrator, unul din releele $R1_0 \ldots R1_9$. Imprimarea cifrei zecimale la mașina de scris se face la stabilirea

contactului K_1 cu lamela 2. Releul R1 — 3 se alimentează, închide contactele 1 cu 2 și sursa E_2 este conectată la barele orizontale ale circuitului descifrator.

După imprimarea primei cifre se face deplasarea numărului în registru cu 4 poziții. K_1 ajunge pe lamela 3, releul R1 — 3 revine, sursa E_2 se deconectează.

La stabilirea contactului K_2 cu lamela 4, releul R1 — 4 deschide contactele 3 — 2 și închide contactele 1 — 2. Circuitul de formare CF alimentat de la sursa E_6 prin condensatorul C este pus în funcțiune. Impulsul pozitiv de la ieșirea circuitului de formare CF, amplificat și inversat în circuitul inversor CI — 6, pune în funcțiune blocul circuitelor de formare și concomitent aduce la zero contorul de impulsuri.

Blocul circuitelor de formare generează prima serie de impulsuri (7 impulsuri), care deplasează numărul în registru cu o poziție. Ultimul impuls (al 7-lea) se aplică și contorului prin intrarea CB-7 După 4 serii de impulsuri în circuitele basculante CB-1, CB-2, CB-3 și CB-4 ale registrului, se găsește numărul binar-zecimal al ordinului zecilor. Semnalul de la ieșirea CB-8 basculează CB-9 în starea zero. Semnalul de ieșire al CB-9 oprește blocul circuitelor de formare.

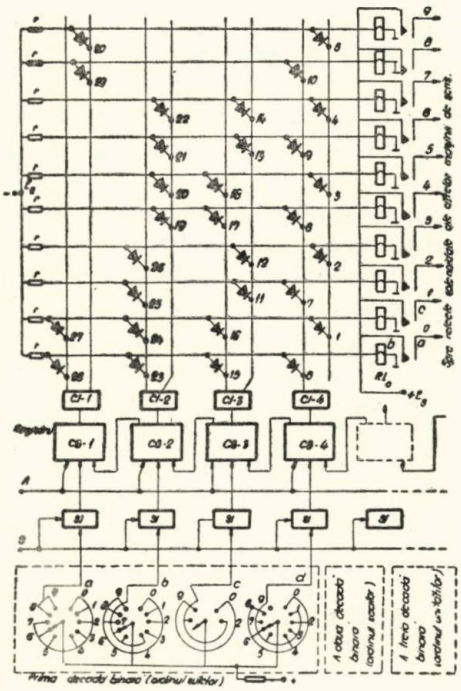


Fig. 9.

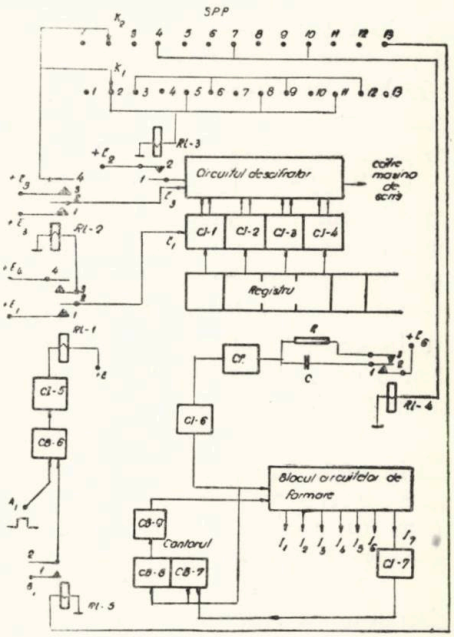


Fig. 10.

Contactul K_1 ajunge la lamela 5, releul R1 — 3 este din nou alimentat, se produce o nouă imprimare la mașina de scris.

După terminarea imprimării K_2 stabilește contactul cu lamela 13 a S.P.P., se alimentează releul R1 — 5 care închide contactele 1 — 2. Un semnal aplicat la borna B_1 basculează CB — 6 în starea 0, CI — 5 se blochează, astfel că R1 — 1 nu mai este alimentat. Dispozitivul de imprimare este scos din funcțiune.

Резюме

Представляется один бинарный сумматор с модулями и одно приспособление для печатания результатов в системе десятичного счисления на письменой машине.

Работа назначена для инструктивно — демонстраций.

Bibliografie

1. T. TĂNĂSESCU ș.a. : *Circuite cu tranzistoare.* Ed. tehnică, 1961.
2. FELEA și colectivul : *Circuite cu tranzistoare în industrie.* II, Ed. tehnică, 1964.
3. Electronic Engineering, februarie 1963.
4. V. I. MATOV ș.a. : *Calculator cifric universal.* Ed. tehnică 1965.
5. CRUȚU G. : *Elemente de matematici pentru calculatoarele electronice numerice.* I. P. Brașov — lito — 1966.

ECUAȚIILE CONVERTORULUI DE CURENT CONTINUU, IMPULS CU TIRISTOARE CU CIRCUIT DE COMUTAȚIE R. C.

MATLAC IOAN

În ultimul timp prin apariția tiristoarelor s-a putut trece la realizarea convertoarelor de curent continuu-impuls de putere, cu randament și fiabilitate ridicată. Pînă la apariția tiristoarelor s-au realizat convertoare de c.c.-impuls cu contacte mecanice și în principiu, era posibilă realizarea lor și cu ventile ionice semicomandate (tiratroane, ignitroane). Uzura mare a contactelor mecanice, datorită fenomenelor care însoțesc comutația circuitelor electrice de c. c. (arcul electric, migrațiunea materialului), nu permite realizarea unor convertoare de c. c., impuls cu contacte mecanice de putere, cu frecvența de comutație ridicată. Convertoarele de c. c., impuls cu ventile semicomandate de tip ionic nu s-au dezvoltat, din cauza dificultăților care apar la comutația cu ventile ionice a circuitelor de c. c. și a randamentului scăzut al acestora, la tensiuni joase.

În literatură au apărut numeroase lucrări în care se tratează principiul și schemele convertoarelor de c. c., impuls cu tiristoare [1] — [8]. În această lucrare se prezintă ecuațiile convertoarelor de c. c., impuls cu circuit de comutație R. C.

1. Schema convertorului de curent continuu impuls cu circuit de comutație R. C.

Convertorul de c. c., impuls cu tiristoare cu circuit de comutație R. C. (fig. 1) constă din tiristorul principal T_1, tiristorul auxiliar T_2, elementele circuitului de comutație (R, C), dioda de mers în gol D și dispozitivul de comandă care nu e reprezentat în schemă. De la dispozitivul de comandă celor două tiristoare li se aplică impulsuri de comandă cu aceeași perioadă de repetiție T, dar defazate între ele. Perioada de repetiție a im-

pulsurilor şi defazajul dintre ele depind de regimul de funcţionare al convertorului. Procesele care au loc în intervalul unei perioade T sînt : prin comutarea directă a tiristorului principal T_1 se închide circuitul de sarcină şi începe încărcarea condensatorului C. În momentul comutării directe a tiristorului T_2, tensiunea condensatorului C se aplică tiristorului T_1. Tiristorul T_1 se blochează numai dacă tensiunea aplicată între anod şi catod rămîne negativă un interval de timp mai mare decît timpul de revenire. După blocarea tiristorului T_1 curentul de sarcină se închide prin dioda de mers în gol D ; tiristorul T_2 rămîne în stare de conducţie pînă la următorul impuls de comandă aplicat tiristorului T_1, dacă $R > R_H$ ($R_H = U/I_H$, unde I_H este curentul de menţinere). Dacă $R < R_H$ tiristorul T_2 se blochează fie în momentul comutării directe a tiristorului T_1, fie mai înainte dacă curentul scade pînă la valoarea $i = I_H$. Dioda de mers în gol D conectată în paralel cu sarcina are drept scop înlăturarea supratensiunii care ar apare în momentul blocării tiristorului T_1.

2. Ecuaţiile convertorului pentru sarcină rezistiv-inductivă

La stabilirea circuitelor echivalente ale convertorului, se fac următoarele ipoteze :

— se consideră că tiristoarele sînt elemente neinerţiale,

— se neglijează căderea de tensiune pe tiristoare în stare de conducţie,

— rezistenţa tiristoarelor în stare blocată se consideră infinită,

— tensiunea electromotoare E din circuitul de sarcină se consideră constantă.

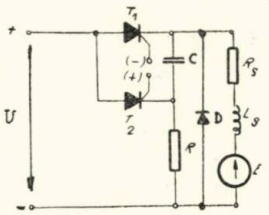


Fig. 1. Schema convertorului de curent continuu-impuls cu circuit de comutaţie R. C.

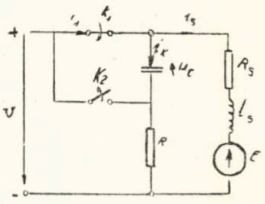


Fig. 2. Circuitul convertorului corespunzător intervalului de conducţie a tiristorului principal T_1.

Ecuaţiile curenţilor pentru intervalul t_1 în care conduce tiristorul T_1 sînt : (fig. 2).

$$R_s i_s + L_s \frac{di_s}{dt} = U - E \quad ; \quad i_{s(o)} = I_{s_1} \qquad t \in [o;\ t_1] \tag{1}$$

$$R i_k + \frac{1}{C} \int i_k dt = U \quad ; \quad u_{c(o)} = U_{c_1} \qquad t \in [o;\ t_1] \tag{2}$$

Pentru intervalul t_2, cuprins între momentul trecerii în conducţie a tiristorului T_2 şi momentul în care începe să conducă dioda de mers în gol D, ecuaţiile curenţilor sînt : (fig. 3).

$$R_s i_s + \frac{1}{C}\int i_s dt + L_s \frac{di_s}{dt} = U - E \quad ; \quad i_{s(o)} = I_{s_2} \quad ; \quad u_{c(o)} = U_{c_2} \tag{3}$$

$$i_k R = U \qquad t \in [o;\ t_2] \tag{4}$$

În intervalul de conducţie a diodei de mers în gol ecuaţia curentului de sarcină este :

$$i_s R_s + L_s \frac{di_s}{dt} = -E \quad ; \quad i_{s(o)} = I_{s_3} \quad ; \quad t \in [o;\ t_3] \tag{5}$$

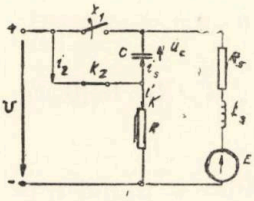


Fig. 3. Circuitul convertorului corespunzător intervalului T_2.

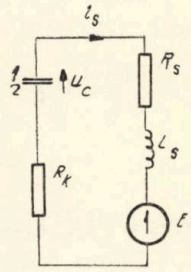


Fig. 4. Circuitul convertorului corespunzător intervalului T_4.

Pentru intervalul t_4, cuprins între momentul în care dioda de mers în gol încetează să mai conducă şi momentul comutării directe a tiristorului principal T_1, corespunde ecuaţia :

$$i_s R_s + L_s \frac{di_s}{dt} + \frac{1}{C}\int i_s dt = U - E \ ; \ i_{s(o)} = o \ ; \ u_{c(o)} = U_{c_4} \ ; \ t \in [o;\ t_4] \tag{6}$$

dacă $R < R_H$ şi (fig. 4)

$$i_s (R + R_s) + L_s \frac{di_s}{dt} + \frac{1}{C}\int i_s dt = -E \ ; \ i_{s(o)} = I_{s_4} \ ; \ u_{c(o)} = U_{c_4} \ ; \ t \in [o;\ t_4] \tag{7}$$

dacă $R > R_H$.

Rezolvînd ecuaţiile de mai sus se obţin următoarele soluţii :

$$i_s = \frac{U - E}{R_s}(1 - e^{-t/\tau_s}) + I_{s_1} e^{-t/\tau_s} \qquad t \in [o;\ t_1] \tag{8}$$

$$i_k = \frac{U + U_{c_1}}{R} e^{-t/RC} \qquad t \in [o;\ t_1] \tag{9}$$

$$i_s = \frac{U - E - U_{c_2}}{\beta L_s} e^{-\alpha t} sh\beta t + \frac{I_{s_2}}{\beta} e^{-\alpha t}(-\alpha sh\beta t + \beta ch\beta t) \ ; \ t \in [o;\ t_2] \tag{10}$$

$$i_s = I_{s_3} e^{-t/\tau_s} - \frac{E}{R_s}(1 - e^{-t/\tau_s}) \qquad t \in [o;\ t_3] \tag{11}$$

$$i_s = \frac{U - E - U_{c_4}}{\beta L_s} e^{-\alpha t} sh\beta t \qquad R < R_H \qquad t \in [o;\ t_4] \tag{12}$$

$$i_s = \frac{-E-U_{c_4}}{\beta' L_s} e^{-\alpha' t} \operatorname{sh} \beta' t + \frac{I_{s_4}}{\beta'} e^{-\alpha' t}(-\alpha' \operatorname{sh} \beta' t + \beta' \operatorname{ch} \beta' t); \quad R > R_H;\ t \in [o;\ t_4] \tag{13}$$

În expresiile (8 ÷ 13) :

$$\alpha = R_s/2L_s;\ \alpha' = (R+R_s)/L_s;\ \beta = \sqrt{\alpha^2 - 1/L_sC};\ \beta' = \sqrt{(\alpha')^2 - 1/L_sC};\ \tau_s = L_s/R_s.$$

Dacă $R_s < 2\sqrt{L_s/C}$ și această condiție de regulă este îndeplinită, expresiile (10), (12) devin :

$$i_s = \frac{U-E-U_{c_2}}{\omega L_s} e^{-\alpha t} \sin \omega t + \frac{I_{s_2}}{\omega} e^{-\alpha t}(-\alpha \sin \omega t + \omega \cos \omega t);\quad t \in [o;\ t_2] \tag{10'}$$

$$i_s = \frac{U-E-U_{c_4}}{\omega L_s} e^{-\alpha t} \sin \omega t\ ;\ R > R_H\quad t \in [0;\ t_4] \tag{12'}$$

unde $\omega = \sqrt{1/L_sC - \alpha^2}$

Cunoscîndu-se expresiile curenților și ținînd cont de condițiile inițiale se poate determina tensiunea condensatorului

$$u_c = -U(1 - e^{-t/RC}) + U_{c_1} e^{-t/RC} \qquad t \in [0;\ t_1] \tag{14}$$

$$u_c = U - E - \frac{U-E-U_{c_2}}{\omega} e^{-\alpha t}(\alpha \sin \omega t + \omega \cos \omega t) + \frac{I_{s_2}}{\omega c} e^{-\alpha t} \sin \omega t;\ t \in [0;t_2] \tag{15}$$

$$u_c = U\ ;\ R < R_H \qquad t \in [0;\ t_3] \tag{16}$$

$$u_c = Ue^{-t/RC}\ ;\ R > R_H \qquad t \in]0;\ t_3] \tag{17}$$

$$u_c = U - E - \frac{U-E-U_{c_4}}{\omega} e^{-\alpha t}(\alpha \sin \omega t + \omega \cos \omega t)\ ;\ R < R_H\ ;\ t \in [t;\ t_4] \tag{18}$$

$$u_c = -E - \frac{-E-U_{c_4}}{\beta'} e^{-\alpha' t}(\alpha' \operatorname{sh} \beta' t + \beta' \operatorname{ch} \beta' t) + \frac{I_{s_2}}{\beta' C} e^{-\alpha' t} \operatorname{sh} \beta' t\ ;\ R > R_H \qquad t \in [0;\ t_4] \tag{19}$$

În expresiile de mai sus sînt cunoscute condițiile inițiale :

$$I_{s_4} = 0\ ;\ U_{c_3} = U_{c_4} = U \text{ dacă } R > R_H$$

$$U_{c_3} = U \qquad \text{dacă } R > R_H$$

și intervalul de timp t_1.

Pentru cazul $R < R_H$, condițiile inițiale necunoscute I_{s_1}, I_{s_2}, I_{s_3}, U_{c_1}, U_{c_2} și intervalele de timp t_2, t_3, t_4 se determină din sistemul de ecuații :

$$I_{s_1} = \frac{U-E-U_{c_4}}{\omega L_s} \sin \omega t_4 \tag{1}$$

$$I_{s_2} = \frac{U-E}{R_s}(1 - e^{-t_1/\tau_s}) + I_{s_1} e^{-t_1/\tau_s} \tag{2}$$

$$I_{s_3} = \frac{U - E - U_{c_2}}{\omega L_s} e^{-\alpha t_2} \sin \omega t_2 + \frac{I_{s_2}}{\omega} e^{-\alpha t_2} (-\alpha \sin \omega t_2 + \omega \cos \omega t_2) \quad (3)$$

$$I_{s_3} e^{-t_3/\tau} \frac{E}{R_s} (1 - e^{-t_3/\tau_s}) = 0 \quad (4)$$

$$U_{c_1} = U - E - \frac{U - E - U_{c_4}}{\omega} e^{-\alpha t_4} (\alpha \sin \omega t_4 + \omega \cos \omega t_4) \quad (5) \quad (20)$$

$$U_{c_2} = -U(1 - e^{-t_1/RC}) + U_{c_1} e^{-t_1/RC} \quad (6)$$

$$U - E - \frac{U - E - U_{c_2}}{\omega} e^{-\alpha t_2} (\alpha \sin \omega t_2 + \omega \cos \omega t_2) + \frac{I_{s_2}}{\omega C} e^{-\alpha t_2} \sin \omega t_2 = U \quad (7)$$

$$t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = T \quad (8)$$

Dacă din sistemul de ecuaţii (20) rezultă valori pozitive pentru necunoscutele t_2, t_3, t_4 avem cazul regimului de curent intermitent. Dacă rezultă valori negative sîntem în cazul regimului de curent neîntrerupt ($t_4 = 0$).

În regim de curent neîntrerupt corespund ecuaţiile scrise pentru primele trei intervale ale regimului de curent intermitent ($1 \div 5$) şi soluţiile acestora ($8 \div 11$). Condiţiile iniţiale necunoscute I_{s_1}, I_{s_2}, I_{s_2}, U_{c_2} corespunzătoare cazului $R < R_H$ şi intervalele de timp t_2, t_3 se determină din sistemul de ecuaţii :

$$I_{s_1} = I_{s_3} e^{-t_3/\tau_s} - \frac{E}{R_s} (1 - e^{-t_3/\tau_s}) \quad (1)$$

$$I_{s_2} = \frac{U - E}{R_s} (-e^{-t_1/\tau_s}) + I_{s_1} e^{-t_1/\tau_s} \quad (2)$$

$$I_{s_3} = \frac{U - E - U_{c_2}}{\omega L_s} e^{-\alpha t_2} \sin \omega t_2 + \frac{I_{s_2}}{\omega} e^{-\alpha t_2} (-\alpha \sin \omega t_2 + \omega \cos \omega t_2) \quad (3)$$

$$(21)$$

$$U_{c_2} = -U(1 - 2e^{-t_1/RC}) \quad (4)$$

$$U - E - \frac{U - E - U_{c_2}}{\omega} e^{-\alpha t_2} (\alpha \sin \omega t_2 + \omega \cos \omega t_2) + \frac{I_{s_2}}{\omega C} e^{-\alpha t_2} \sin \omega t_2 = U \quad (5)$$

$$t_1 + t_2 + t_3 = T \quad (6)$$

Dacă este îndeplinită condiţia $\alpha t_2 < 0{,}01$ atunci din ecuaţia (3) a sistemului (21) rezultă $I_{s_3} \approx I_{s_2}$. Introducînd în ecuaţia (1) în loc de I_{s_3} pe I_{s_2} şi rezolvînd primele două ecuaţii ale sistemului (21) rezultă :

$$I_{s_1} = \frac{\frac{U - E}{R_s} (1 - e^{-t_1/\tau_s}) e^{-t_3/\tau_s} - \frac{E}{R_s} (1 - e^{-t_3/\tau_s})}{1 - e^{-(t_1 + t_3)/\tau_s}} \quad (22)$$

$$I_{s_2} = \frac{\frac{U - E}{R_s} (1 - e^{-t_1/\tau_s}) - \frac{E}{R_s} (1 - e^{-t_3/\tau_s}) e^{-t_1/\tau_s}}{1 - e^{-(t_1 + t_3)/\tau_s}} \quad (23)$$

Dacă t_2 este neglijabil în raport cu $t_1 + t_3$ și această neglijare poate fi făcută la frecvență de comutare joasă ($f < 500$ Hz), atunci din ecuația (6) a sistemului (21) rezultă $t_3 = T - t_4$. Cunoscîndu-se t_3, din (22) și (23) rezultă I_{s_1} și I_{s_2}.

Pentru cazul $E = 0$, $t_2 \approx 0$ expresiile (22), (23) devin :

$$I_{s_1} = \frac{U}{R_s} \frac{(1 - e^{-t_1/\tau_s})\, e^{-t_3/\tau_s}}{1 - e^{-T/\tau_s}} \tag{24}$$

$$I_{s_2} = \frac{U}{R_s} \frac{1 - e^{-t_1/\tau_s}}{1 - e^{-T/\tau_s}} \tag{25}$$

3. Ecuațiile convertorului pentru sarcină rezistivă

La funcționarea convertorului cu sarcină rezistivă, expresiile curentului de sarcină și a tensiunii pe condensator sînt :

— pentru regimul intermitent :

$$i_s = \frac{U}{R_s} \; ; \qquad t \in [0 \, ; t_1] \tag{26}$$

$$i_s = \frac{U}{R_s} \cdot \frac{2 \exp t_3/(R+R_s)C - \exp(-t_1/RC)\,[1 + \exp t_3/(R+R_s)C]}{\exp t_3/(R+R_s)C - \exp(-t_1/RC)\exp(-t_2/R_sC)} \exp(-t/R_sC) \; ; \quad t \in [0 \; ; t_2] \tag{27}$$

$$i_s = -\frac{U}{R+R_s} \cdot \frac{1 - 2\exp(-t_2/R_sC) + \exp(-t_1/RC)\exp(-t_2)/R_sC}{\exp t_3/(R+R_s)C - \exp(-t_1/RC)\exp(-t_2)/R_sC} \cdot \exp(-t/(R+R_s)C) \; ; \; t \in [0 \; ; t_3] \tag{28}$$

$$u_c = U - U \cdot \frac{1 - 2\exp(-t_2/R_sC) + \exp t_3/R+R_s)C}{\exp \tau_3/(R+R_s)C - \exp(t_1/RC)\exp(-t_2/R_sC)} \cdot \exp(-t/RC) \; ; \; t \in [0 \; ; t_1] \tag{29}$$

$$u_c = U \cdot \frac{2\exp t_3/(R+R_s)C - [1 + \exp t_3/(R+R_s)C]\exp)- t_1/RC}{\exp t_3/(R+R_s)C - \exp(-t_1/RC)\exp(-t_2/R_sC)} \cdot \exp(-t/R_sC) - U \; ; \; t \in [0 \; ; t_2] \tag{30}$$

$$u_c = -U \cdot \frac{1 - 2\exp(-t_2/R_sC) + \exp(-t_1/RC)\exp(-t_2/R_sC)}{\exp t_3/(R+R_s)C - \exp(-t_1/RC)\exp(-t_2/R_sC)} \; ; \; t \in [0 \; ; t_3] \tag{31}$$

— pentru regimul de curent neîntrerupt.

În primul interval, curentul este același ca și în cazul regimului intermitent. În al doilea interval :

$$i_s = \frac{2U}{R_s} \cdot \frac{1 - \exp(-t_1/RC)}{1 - \exp(-t_1/RC)\exp(-t_2/R_sC)} \cdot \exp(-t/R_sC) \; ; \; t \in [0 \; ; t_2] \tag{32}$$

Tensiunea condensatorului este dată de expresiile :

$$U_c = U - 2U \frac{1 - \exp(-t_2/R_sC)}{1 - \exp(-t_1/RC)\exp(-t_2/R_sC)} \cdot \exp(-t\,RC) \; ; \; t \in [0 \; ; \; t_1] \quad (33)$$

$$U_c = 2U \cdot \frac{1 - \exp(-t_1/RC)}{1 - \exp(-t_1/RC)\exp(-t_2/R_sC)} \cdot \exp(-t/R_sC) - U \; ; \; t \in [0 \; ; \; t_2] \quad (34)$$

Concluzii

1. Schemele echivalente, pentru care s-au scris ecuaţiile convertorului au fost stabilite în ipoteza idealizării caracteristicilor tiristoarelor.

2. Soluţiile obţinute, date de expresiile (8—19), corespund funcţionării convertorului în regim intermitent tranzitoriu.

3. Pentru regimul intermitent permanent şi respectiv, pentru regimul de curent neîntrerupt permanent, s-au stabilit expresiile valorilor iniţiale ale curentului şi tensiunii pe condensator pentru diferitele intervale ale unui ciclu. Pentru regimul tranzitoriu, determinarea condiţiilor iniţiale necunoscute din expresiile (8 ÷ 19), se face pentru fiecare ciclu în parte, din aproape în aproape.

Summary

The paper presents *the equation R.C. commutator circuit with D.C. static convertor tyristors.* The solutions of these equations are given for the intermitent state as well as for the that of steady current in the case of the convertor operating under active-inductive load. The later part of the paper dwells on the operation of the convertor under purely active load.

The equivalent circuits for which the equations have been established in the hypothesis of idealizing the characteristics of tyristors and of considering some constant parameters.

Résumé

On y présente *les écuations du convertisseur statique de courent continu tiristoire à circuit de commutation R. C.*

Y sont données les solutions de ces écuations pour le régime intermitent ainsi que pour celui de courant ininterrompu pour le fonctionnement du convertisseur à charge active-inductive.

Bibliografie

1. GUTZWILLER, F. W. : *Silicon Controlled Rectifiers Manual.* G.E.C. New York, 1964.
2. TIŞENKO, M. H. şi MAŞLÎCHIN, G. V. : *Din'stori i tiristorî i ix primenenie v avtomatike.* Izd. Energhia Moscova-Leningrad, 1966.
3. KOŞEEVA, C. şi KUBATA, M. : *Puloprovodnichi v preobrazovatelnoi tehnike,* Izd. Energhia Moscova-Leningrad, 1965.
4. BUNAKOV, V. P., TASPAROV, R. T. : *Poluprovodnikovie reguleatorî napreajenia i ciastoti electriceschih maşin.* Izd. Energhia Moscova-Leningrad, 1966.
5. VÂRZANU, E. : *Contactoare statice cu tiristoare.* În : Electrotehnica 13, nr. 8, 1965, p. 297—302.
6. SANDLER, A. C. ş. a. : *Impulsnie regulatorî napreajenia na tiristorov.* In Elektricestvo, nr. 7, 1966, p. 60—65.
7. NEUMANN, K. şi KOPPELMANN, F. : *Kontaktloses Schalten mit steuerbaren Halbleitevelementen in Niederspannungsbereich.* În : E.T.Z.A. 86, nr. 17, p. 552—557.
8. HERMAN, I. şi SULE, P. : *Sp'nani stejnosmerneho produ pomoci tyirstori.* În : Elektrotechnicky obzor 55, nr. 1, 1966, p. 240—244.

ALEGEREA RAPORTULUI DE DEMULTIPLICARE AL REDUCTOARELOR ARBORELUI ELECTRIC ŞI STABILITATEA SISTEMULUI DE ACŢIONARE A MACARALELOR ŞI TRANSPORTOARELOR CU BANDĂ

GH. MARGA, E. MARGA

I. Macaralele şi transportoarele cu bandă de lungime mare, elemente tipice pentru folosirea arborelui electric

Sînt multiple cazurile practice în care acţionarea sincronă şi continuă nu se poate face decît prin acţionarea cu arborele electric. Dintre acestea macaralele cu deschidere mare şi transportoarele cu bandă care, în procesul mecanizării şi automatizării transporturilor mărfurilor în interior şi exterior, au căpătat aplicare foarte mare.

(1) a) *Macaralele* de mare capacitate cu deschideri peste 30 m şi capacităţi peste 50 tf, sînt acţionate aproape în exclusivitate prin arbore electric. În cazul pornirii sau al oscilaţiilor ce pot apare, trebuie să se ia în considerare masele inerte ale podului rulant raportate la axul motorului. Momentul de giraţie raportat se adaugă la momentul de giraţie al motorului şi al reductorului. Astfel momentul de girat total GD^2_{tot} va fi dat de relaţia (1)

$$GD^2_{tot} = 1{,}2\,GD^2_m + 365\,\frac{Q\,V^2}{n^2_m}$$

unde GD^2_m momentul de giraţie al motorului în Kgf.m²

1,2 — coeficientul care ţine cont de momentul de giraţie al reductorului şi cuplajului

Q — greutatea podului încărcat în Kgf

V — viteza de deplasare a podului în m/s

n_m — turaţia motorului în rot./min.

În cazul podurilor rulante și a macaralelor portal contribuția greutății totale Q la momentul de giirație total este mică, în general cca. 5 % și nu depășește valoarea de 10%. Astfel că în calculele proceselor de pornire sau frînare, sau la studiul oscilațiilor, greutatea podului influențează puțin.

b) *Transportoarele cu bandă,* de lungime mare, de lungimi mai mari ca 300 m, nu mai pot fi acționate de un singur motor, din cauza forțelor mari ce apar în bandă la pornire și frînare și datorită oscilațiilor longitudinale care apar la benzile lungi. În ultimul timp se manifestă tendința de a se construi benzi de lungime cît mai mare. Astfel trebuie menționată deocamdată cu titlu de recor-banda transportoare din cabluri de oțel furnizată de o firmă vest-germană pentru o exploatare din Canada, care pare a fi în prezent cea mai mare instalație unitară de transport continu din lume : lungime 4,5 km, lățime 1680 mm, capacitatea productivă 11.000 tf/oră, viteza 5,8 m/s. Această bandă, cîntărind în total 1200 t, este acționată concomitent de patru motoare electrice a cîte 2700 kW fiecare.

Pentru evitarea oscilațiilor longitudinale din banda transportoare motoarele asincrone se cuplează în arbore electric.

Comportarea arborelui în regim dinamic a arborelui electric poate fi studiată luînd în considerare toți parametrii interni și externi arborelui electric.

II. Fenomenele tranzitorii și stabilitatea arborelui electric

În regim dinamic cuplurile care acționează asupra arborelui electric sînt :

a) Cuplurile motoarelor principale :

$$M_{p1}=M_{p2}=3\,p\,\frac{U_1^2(1-\sigma)}{\omega_1^2 L_1}\cdot\frac{\beta s\, s}{(\alpha\beta-s\sigma)^2+(\beta+\alpha s)}+3\,p\,\frac{U_1^2(1-\sigma)}{\omega_1^2 L_1}\cdot$$
$$\cdot\beta\,\frac{\beta^2(1+\alpha^2)-s^2(\alpha^2+\sigma^2)}{(\alpha\beta-s\sigma)^2+(\beta+\alpha s)}\,\Delta s \qquad (1)$$

b) Cuplurile motoarelor auxiliare arbore :

$$M_{a1}=\frac{p\cdot 3\,U_1^2}{\omega_1\,2\,\omega_1 L_1}(1-\sigma)\Big\{s\,\frac{-s(\alpha^2+\sigma)\sin g\,\varphi+\beta(1+\alpha^2)[1-\cos p\,\varphi]}{(1+\alpha^2)[(\alpha\beta-s\sigma)^2+(\beta+s\alpha)^2]}+$$
$$+\Delta s_1\cdot\beta\,\frac{-\beta(1+\alpha^2)[\beta(1+\alpha^2)+s\alpha(1-\sigma)]+s^2(\alpha^2+\sigma)+s^2\alpha(1-\sigma)(\alpha^2+\sigma)\sin p\,\varphi-}{(1+\alpha^2)[(\alpha\beta-s\sigma)^2+(\beta+\alpha s)^2]^2}$$
$$\frac{-s\alpha(1-\sigma)[\beta(1+\alpha^2)+s\alpha(1-\sigma)]\cos p\,\varphi}{(1+\alpha^2)[(\alpha\beta-s\sigma)^2+(\beta+\alpha s)^2]^2}+$$
$$+\beta\,\frac{+s\alpha(1-\sigma)[\beta(1+\alpha^2)+s\alpha(1-\sigma)]+s(\alpha^2+\sigma)\big\{2\beta(1+\alpha^2)+s\alpha(1-\sigma)\sin p\,\varphi+}{(1+\alpha^2)[(\alpha\beta-s\sigma)^2+(\beta+\alpha s)^2]^2}$$
$$\frac{+[\beta(1+\alpha^2)+s\alpha(1-\sigma)]-s^2(\alpha^2+\sigma)^2\big\}\cos p\,\varphi}{(1+\alpha^2)[(\alpha\beta-s\sigma)^2+(\beta+\alpha s)^2]^2}\cdot\Delta s_2$$

$$M_{a2} = \frac{p}{\omega_1} \cdot \frac{3\,U_1^2}{2\,\omega_1 L_1} \left(1 - \sigma\right) \Bigg\{ s \frac{+(\alpha^2+\sigma)\sin p\varphi + \beta(1+\alpha^2)(1-\cos p\varphi)}{(1+\alpha^2)[(\alpha\beta - s\sigma)^2 + (\beta + s\alpha)^2]^2} +$$

$$+ \beta \frac{+ s\alpha(1-\sigma)[\beta(1+\alpha^2) + s\alpha(1-\sigma)] - s(\alpha^2+\sigma)[2\beta(1+\alpha^2) + s\alpha(1-\sigma)\sin p\varphi +}{(1+\alpha^2)[\alpha\beta - s\sigma)^2 + (\beta + s\alpha)^2]^2}$$

$$\frac{+ \{\beta(1+\alpha^2)[\beta(1+\alpha^2) + s\alpha(1-\sigma)] - s^2(\alpha^2+\sigma)^2\} \cos p\varphi}{(1+\alpha^2)[\alpha\beta - s\sigma)^2 + (\beta + s\alpha)^2]^2} \Delta s_1$$

$$+ \beta \frac{-\beta(1-\alpha^2)[\beta(1+\alpha^2) + s\alpha(1-\sigma)] + s^2(\alpha^2+\sigma)^2 - s^2\alpha(1-\sigma)(\alpha^2+\sigma)\sin p\varphi -}{(1+\alpha^2)[(\alpha\beta - s\sigma)^2 + \beta + s\alpha)^2]^2}$$

$$\frac{- s\alpha(1-\sigma)[\beta(1+\alpha^2) + s\alpha(1-\sigma)\cos p\varphi}{(1+\alpha^2)[(\alpha\beta - s\sigma)^2 + (\beta + s\alpha)^2]^2} \Delta s_2 \Bigg\}$$

c) Cuplurile rezistente pot avea forme foarte diferite ale dependenței de alunecare și în general se vor nota cu $M_{r_1}(\varphi)$ și $M_{r_2}(\varphi)$.

Pentru cercetarea stabilității arborelui electric pentru cele două grupe de mașini se scriu ecuațiile generale de mișcare :

$$\Theta_1 \ddot{\varphi}_1 = M_{p_1} + M_{a_1} - M_{r_1} \tag{4}$$

$$\Theta_2 \ddot{\varphi}_2 = M_{p_2} + M_{a_2} - M_{r_2} \tag{5}$$

Într-o formă mai prescurtată ecuațiile (4) și (5) se scriu :

$$\Theta_1 \ddot{\varphi}_1 = -M_1(\varphi_1, \varphi_2, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2) \tag{6}$$

$$\Theta_2 \ddot{\varphi}_2 = -M_2(\varphi_1, \varphi_2, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2) \tag{7}$$

Dacă se mai notează valorile de echilibru ($\ddot{\varphi}_2 = 0$) cu indicele 0, și abaterile de la poziția de echilibru cu $\psi_1, \psi_2, \dot{\psi}_1, \dot{\varphi}_2, \ddot{\psi}_1, \ddot{\psi}_2$ pentru oscilațiile mici în jurul poziției de echilibru, se obține :

$$\varphi_1 = \varphi_{10} + \psi_1; \quad \varphi_2 = \varphi_{20} + \psi_2$$

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_{10} + \dot{\psi}_1; \quad \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_{20} + \dot{\psi}_2$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\psi}_1 \quad ; \quad \ddot{\varphi}_2 = \ddot{\psi}_2$$

Dacă mai departe se consideră numai pendulările lente, atunci în funcțiile cuplurilor F_1 și F_2 dispar influențele lui $\ddot{\psi}_1$ și $\ddot{\psi}_2$, astfel încît prin dezvoltarea Taylor a lui F_1 și F_2 se obține :

$$\Theta_1 \ddot{\psi}_1 + \left(\frac{\partial M_2}{\partial \ddot{\psi}_1}\right)_0 \dot{\psi}_1 + \left(\frac{\partial M_2}{\partial \dot{\psi}_2}\right) \dot{\psi}_2 + \left(\frac{\partial M_2}{\partial \psi_1}\right)_0 \psi_1 + \left(\frac{\partial M_2}{\partial \psi_2}\right)_0 \psi_2 = 0 \tag{9}$$

$$\Theta_2 \ddot{\psi}_2 + \left(\frac{\partial M_2}{\partial \ddot{\psi}_1}\right)_0 \dot{\psi}_1 + \left(\frac{\partial M_2}{\partial \dot{\psi}_2}\right) \dot{\psi}_2 + \left(\frac{\partial M_2}{\partial \psi_1}\right)_0 \psi_1 + \left(\frac{\partial M_2}{\partial \psi_2}\right)_0 \psi_2 = 0 \tag{10}$$

Pentru reducerea lui F_1 și F_2 în pozițiile de echilibru se vor introduce următoarele simplificări :

$$\Theta_1 \ddot{\psi}_1 + d_{11} \dot{\psi}_1 + d_{12} \dot{\psi}_2 + C_{11} \psi_1 + C_{12} \psi_2 = 0 \tag{11}$$

$$\Theta_2 \ddot{\psi}_2 + d_{21} \dot{\psi}_1 + d_{22} \dot{\psi}_2 + C_{21} \psi_1 + C_{22} \psi_2 = 0 \tag{12}$$

unde $d_{11} = dp_{11} + da_{11}$ şi $d_{22} = dp_{22} + da_{22}$ sînt coeficienţii proprii de amortizare ai motoarelor principale şi ai motoarelor auxiliare arbore, iar $d_{12} = da_{12}$ şi $d_{21} = da_{21}$ sînt coeficienţii reciproci ai motoarelor auxiliare, $C_{11} = Ca_{21}$ şi $C_{22} = Ca_{22}$ coeficienţii proprii de elasticitate şi $C_{21} = Ca_{21}$ şi $C_{12} = Ca_{12}$ coeficienţii reciproci de elasticitate. Cu ajutorul relaţiilor (9), (10) şi (11), (12) se deduc coeficienţii de amortizare şi cei de elasticitate şi se obţin relaţiile :

$$d_{p\,11} = d\,p_{22} = 3\,p^2 \frac{U_1^2 (1-\sigma)}{\omega_1^2 L_1^2} \cdot \beta \frac{\beta^2 (1+\alpha^2) + s^2 (\alpha^2+\sigma^2)}{[(\alpha\beta - s\sigma)^2 + (\beta+\alpha s)^2]} \tag{13}$$

$$d_{a11} = \text{const.}\, I^2 \mu \beta \cdot \frac{\beta (1+\alpha^2)[\beta (1+\alpha^2) + s\alpha (1-\sigma)] - s^2 (\alpha^2+\sigma)^2 - s\alpha (1-\sigma)(\alpha^2+\sigma) \sin p\varphi_0 + s\alpha (1-\sigma)[\beta (1+\alpha)^2 + s\alpha (1-\sigma)] \cos p\varphi_0}{(1+\alpha^2)[(\alpha\beta - s\sigma)^2 + (\beta+\alpha s)^2]^2} \tag{14}$$

$$d_{a21} = \text{const.}\, I^2 \mu \beta \cdot \frac{-s\alpha (1-\sigma)[\beta (1+\alpha^2) + s\alpha (1-\sigma)] + s(\alpha^2+\sigma)[2\beta (1+\alpha^2) + s\alpha (1-\sigma)] \sin p\varphi_0 - \cos p\varphi_0 \{\beta (1+\alpha^2)[s\alpha (1-\sigma) + \beta (1+\alpha^2) - s^2 (\alpha^2+\sigma^2)\}}{(1+\alpha^2)[(\alpha\beta - s\sigma)^2 + (\beta+\alpha s)^2]^2} \tag{15}$$

$$d_{a12} = +\text{const.}\, I^2 \mu \beta \frac{-s\alpha (1-\sigma)[\beta (1+\alpha^2) + s\alpha (1-\sigma)] - s(\alpha^2-\sigma)[2\beta (1+\alpha^2) + s\alpha (1-\sigma) \sin p\varphi_0 - \cos p\varphi_0 \{\beta (1+\alpha^2)[\beta (1+\alpha^2) + s\alpha (1-\sigma)] - s^2 (\alpha^2+\sigma)\}}{(1+\alpha^2)[\alpha\beta - s\alpha)^2 + (\beta+\alpha s)^2]^2} \tag{16}$$

$$d_{a22} = \text{const.}\, I^2 \mu \beta \cdot \frac{+\beta (1+\alpha^2)[\beta (1+\alpha^2) + s\alpha (1-\sigma)] - s^2 (\alpha^2+\sigma)^2 + s^2 \alpha (1-\sigma)(\alpha^2+\sigma) \sin p\varphi_0 + s\alpha (1-\sigma)[\beta (1+\alpha^2) + s\alpha (1-\sigma)[\cos p\varphi_0]}{(1+\alpha^2)[(\alpha\beta - s\sigma)^2 + (\beta+\alpha s)^2]^2} \tag{17}$$

$$C_{a11} = -C_{a12} = +\text{const.}\, I^2 \mu \omega s \frac{+s(\alpha^2+\sigma) \cos p\varphi_0 - \beta (1+\alpha^2) \sin p\varphi_0}{(1+\alpha^2)[(\alpha\beta - s\sigma)^2 + (\beta+\alpha s)^2]} \tag{18}$$

$$C_{a22} = -C_{a21} = \text{const.}\, I^2 \mu \omega s \frac{s(\alpha^2+\sigma) \cos p\varphi_0 + \beta (1+\alpha^2) \sin p\varphi_0}{(1+\alpha^2)[(\alpha\beta - \sigma s)^2 + (\beta+\alpha s)^2]} \tag{19}$$

unde $\text{const} = \frac{p}{\omega_1} \cdot \frac{3}{2} \sigma L_1 (1-\sigma)$

La arborele neîncărcat $p\varphi_0 = p(\varphi_{10} - \varphi_{20}) = 0$ se obţin egalităţile :

$$d_{a11} = -d_{a12} = d_{a22} = d_{a21} \tag{20}$$

$$C_{a11} = -C_{a12} = C_{a22} = -C_{a21} \tag{21}$$

La încărcarea brusică a grupului de mașini 1 cu un cuplu rezistent în formă de treaptă ΔM_r și a grupului de mașini 2 prin cuplul rezistent $-\Delta M_r$, ecuațiile de mișcare se scriu :

$$\Theta_1\ddot{\psi}_1+(d_{p11}+d_{a11})\dot{\psi}_1+d_{a11}\dot{\psi}_2+C_{a11}(\psi_1-\psi_2)=\Delta M_r \tag{22}$$

$$\Theta_2\ddot{\psi}_2+d_{a21}\dot{\psi}_1+(d_{p22}+d_{a22})\dot{\psi}_2+C_{a22}(\psi_2-\psi_1)=-\Delta M_r \tag{23}$$

Din acest sistem de ecuații, folosind transformata Laplace

$$\psi(\lambda)=\int_0^\omega \psi(t)\,e^{\lambda t}\,dt \tag{24}$$

se obțin ecuațiile

$$\psi_1(\lambda)=\frac{(C_{11}-d_{12}\lambda)\psi_2(\lambda)+\frac{\Delta M_r}{\lambda}}{\Theta_1\lambda^2+d_{11}\lambda+C_{11}} \tag{25}$$

$$\psi_2(\lambda)=\frac{(C_{22}-d_{21}\lambda)\psi_1(\lambda)-\frac{\Delta M_r}{\lambda}}{\Theta_2\lambda^2+d_{22}\lambda+C_{22}} \tag{26}$$

După exprimarea lui $\psi_1(\lambda)$ și $\psi_2(\lambda)$ numai în funcție de ΔM_r și de coeficienții de amortizare și de elasticitate și de momentul de inerție, unghiul electric de încărcare al arborelui devine :

$$\delta(\lambda)=p[\psi_1(\lambda)-\psi_2(\lambda)]=$$

$$=p\cdot\frac{\frac{\Delta M_r}{\lambda}[(\Theta_1+\Theta_2)\lambda+(d_{11}+d_{12}+d_{22}+d_{21})]}{\Theta_1\Theta_2\lambda^3+(\Theta_1d_{22}+\Theta_2d_{11})\lambda^2+(\Theta_1C_{22}+\Theta_2C_{11}+d_{11}d_{22}-d_{12}d_{21})\lambda+d_{11}C_{22}+d_{22}C_{11}+d_{21}C_{11}+d_{12}C_{22}} \tag{27}$$

Ținînd cont că $C_{11}=C_{12}$ și $C_{22}=C_{21}$ și că raportul $\frac{\delta(\lambda)}{\Delta M_r(\lambda)}$ reprezintă chiar funcția de transfer, aceasta devine :

$$W(\lambda)=\frac{\delta(\lambda)}{\Delta M_r(\lambda)}=$$

$$=\frac{(\Theta_1+\Theta_2)\lambda+(d_{11}+d_{12}+d_{22}+d_{21})}{\Theta_1\Theta_2\lambda_3+(\Theta_1d_{22}+\Theta_2d_{11})\lambda^2+(\Theta_1C_{22}+\Theta_2C_{11}+d_{11}d_{22}-d_{12}d_{21})\lambda+C_{11}(d_{22}d_{21})+C_{22}(d_{11}+d_{12})} \tag{32}$$

Ecuația (28) se poate scrie într-o formă mai simplă

$$W(\lambda)=p\frac{b_1\lambda+b_0}{a_3\lambda^3+a_2\lambda^2+a_1\lambda+a_0}=p\frac{M(\lambda)}{N(\lambda)} \tag{33}$$ (28a)

unde $N(\lambda)$ este ecuația caracteristică.

Funcția de transfer $W(\lambda)$ mai poate fi scrisă sub forma :

$$W(\lambda)=p\frac{b_1\lambda+b_0}{\Theta_1\Theta_2(\lambda-\lambda_1)(\lambda-\lambda_2)(\lambda-\lambda_3)} \tag{34}$$

unde $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ sînt rădăcinile ecuației caracteristice $N(\lambda)$ care vor fi notate :

$$\lambda_1 = -\alpha_1$$
$$\lambda_2 = -\alpha_2 + j\omega_o$$
$$\lambda_3 = -\alpha_3 - j\omega_o$$

În cazul în care mașinile arbore se rotesc în același sens cu sensul cîmpului lor învîrtitor statoric, la alunecări normale de funcționare, toate aceste rădăcini $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ vor fi reale.

Dacă sensul de rotație al rotoarelor mașinilor arbore este contrar, cîmpurilor lor învîrtitoare statorice, rădăcinile λ_2 și λ_3 vor fi imaginare, pulsația ω_o fiind pulsația pendulărilor proprii arborelui.

Fenomenele tranzitorii vor fi studiate în două cazuri tipice :

a) Mărimea de intrare a cuplului rezistent variază în formă de treaptă ΔM_r iar mărimea de ieșire $\delta(t)$ a unghiului de dezacord între cele două rotoare se va numi funcția tranzitorie.

b) Mărimea de intrare a cuplului rezistent va fi în formă de impuls de mărime ΔM_r și de durată Δt, mărimea de ieșire $\delta(t)$ se va numi în acest caz funcția tranzitorie de impuls.

În continuare se vor analiza expresiile lui $\delta(t)$ pentru cele două forme ale mărimilor de intrare.

a) *Funcția tranzitorie.*

Dacă mărimea de intrare $\Delta M_r(t) = \Delta M_r$ atunci

$$\Delta M_r(\lambda) = \frac{\Delta M_r}{\lambda} \tag{30}$$

și mărimea de ieșire va fi :

$$\delta(\lambda) = W(\lambda)\frac{\Delta M_r}{\lambda} = p\frac{b_1 P + b_o}{\Theta_1 \Theta_2 (\lambda - \lambda_1)(\lambda - \lambda_2)(\lambda - \lambda_3)}\frac{\Delta M_r}{\lambda}$$

Folosind teorema a doua a descompunerii se obține :

$$\delta(t) = \frac{\Delta M_r}{\Theta_1 \Theta_2} p \frac{b_o}{-\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3} + \frac{\Delta M_r}{\Theta_1 \Theta_2} p \frac{b_1 \lambda + b_o}{\lambda_1(\lambda_1 - \lambda_2)(\lambda_1 - \lambda_3)} e^{\lambda_1 t} +$$
$$+ \frac{\Delta M_r}{\Theta_1 \Theta_2} p \frac{b_1 \lambda_2 + b_o}{\lambda_2(\lambda_2 - \lambda_3)(\lambda_2 - \lambda_1)} e^{\lambda_2 t} + \frac{\Delta M_r}{\Theta_1 \Theta_2} p \frac{b_1 \lambda_3 + b_o}{\lambda_3(\lambda_2 - \lambda_1)(\lambda_3 - \lambda_3)} e^{\lambda_3 t} \tag{32}$$

După înlocuirea valorilor rădăcinilor λ_1, λ_2 și λ_3, $\delta(t)$ ia forma :

$$\delta(t) = \frac{\Delta L}{\Theta_1 \Theta_2} p \left\{ \frac{b_o}{\alpha_1(\alpha_2^2 + \omega_o^2)} - \frac{b_o - b_1 \alpha_1}{\alpha_1[(\alpha_2 - \alpha_1)^2 + \omega_o^2]} e^{-\alpha_1 t} + \right.$$
$$\left. + \frac{\sqrt{(b_o - \alpha_2 b_1)^2 + b_1^2 \omega_o^2}}{\omega_1 \sqrt{(\omega_2^2 + \omega_o^2)[(\alpha_1 - \alpha_2)^2 + \omega_o^2]}} e^{-\alpha_2 t} \sin(\omega_1 t + \varphi) \right\} \tag{33}$$

unde

$$\varphi = \arcsin \frac{\omega_1 (2 b_o \alpha_2 - b_o \alpha_1 - b_1 \alpha_2^2 - b_1 \omega_o^2)}{\sqrt{[(b_o - \alpha_o b_1)^2 + b_1^2 \omega_o^2][\alpha_2^2 + \omega_o^2][(\alpha_1 - \alpha_2)^2 + \omega_o^2]}} \tag{34}$$

După reprezentarea lui δ (t) ușor poate fi determinat suprareglajul și timpul de reglaj.

b) *Funcția tranzitorie de impuls.*

Dacă mărimea de intrare va fi un impuls $\Delta M_r \Delta t$ atunci se va obține, folosind prima teoremă a descompunerii :

$$h'(t) = \delta'(t) = p \frac{\Delta M_r \Delta t}{\Theta_1 \Theta_2} \frac{b_1 \lambda_1 + b_o}{(\lambda_1 - \lambda_2)(\lambda_1 - \lambda_2)} e^{P_1 t} + p \frac{\Delta M_r \Delta t}{\Theta_1 \Theta_2} \frac{b_1 \lambda_1 + b_o}{(\lambda_2 - \lambda_3)(\lambda_2 - \lambda_1)} e^{\lambda_2 t} +$$

$$+ p \frac{\Delta M_r \Delta t}{\Theta_1 \Theta_2} \frac{b_1 \lambda_3 + b_o}{(\lambda_3 - \lambda_1)(\lambda_3 - \lambda_2)} e^{\lambda_3 t} \tag{35}$$

După înlocuirea valorilor λ_1, λ_2 și λ_3 se obține dezacordul δ' (t) ca funcție de timp.

$$\delta'(t) = p \frac{\Delta M_r \Delta t}{\Theta_1 \Theta_2} \frac{-\alpha_1 b_1 + b_o}{(\alpha_2 - \alpha_1)^2 + \omega_o^2} e^{-\alpha_1 t} +$$

$$+ p \frac{\Delta M_r \Delta t}{\Theta_1 \Theta_2} \frac{1}{\omega_o} \sqrt{\frac{(-\alpha_2 b_1 + b_o)^2 + b_1^2 \omega_1^2}{(\alpha_1 - \alpha_2)^2 + \omega_1^2}} e^{-\alpha_2 t} \sin(\omega_o t + \varphi) \tag{36}$$

în care

$$\varphi = \arcsin \frac{\omega_o (b_1 \alpha_1 - b_o)}{\sqrt{[(b_o - \alpha_2 b_1)^2 + b_1^2 \omega_o^2][(\alpha_1 - \alpha_2)^2 + \omega_2^2]}} \tag{37}$$

III. Raportul de demultiplicare al motoarelor principale și auxiliare și stabilitatea arborelui

Pentru evidențierea mai pregnantă a influenței raportului de demultiplicare asupra stabilității arborelui, se consideră un caz particular al funcționării arborelui, și anume arborele neîncărcat ($da_{11} = -da_{12} = -da_{22} = -da_{21} = d$) și neglijarea amortizării motorului principal de antrenare ($dp_{11} = dp_{22} = 0$).

În acest caz funcția de transfer W (λ) se simplifică și devine :

$$W(\lambda) = \frac{\Theta_1 \Theta_2}{\Theta_1 \Theta_2 \lambda^2 + (\Theta_1 + \Theta_2) d \lambda + (\Theta_1 + \Theta_2) C_{11}} \tag{38}$$

Din ecuația caracteristică se obțin rădăcinile :

$$\lambda_{1,2} = -\frac{d(\Theta_1 + \Theta_2)}{2 \Theta_1 \Theta_2} \pm \sqrt{\frac{(\Theta_1 + \Theta_2) C_{11}}{\Theta_1 \Theta_2} - \left(\frac{d(\Theta_1 + \Theta_2)}{2 \Theta_1 \Theta_2}\right)^2} \tag{39}$$

Aici se notează cu :

$$\alpha = \frac{d(\Theta_1 + \Theta_2)}{2 \Theta_1 \Theta_2} = \frac{d}{2 \Theta_{rez}}. \tag{40}$$

coeficientul de amortizare și :

$$\omega_o = \sqrt{\frac{C_{11}}{\Theta_{rez}} - \left(\frac{d}{2 \Theta_{rez}}\right)^2} \tag{41}$$

Fără o eroare prea mare, în foarte multe cazuri relația (41) se poate simplifica, obținîndu-se :

$$\omega_o = \sqrt{\frac{C_{11}}{\Theta_{rez}}} \qquad (42)$$

Coeficientul rezultant de amortizare $\alpha = \frac{d_a}{2\Theta_{rez}}$ depinde de coeficientului de amortizare al motoarelor auxiliare și de momentul de inerție al maselor în rotație al arborelui electric. Pentru evitarea confuziilor se folosește expresia inversă $\frac{d}{2\alpha} = \frac{\Theta_{rez}}{\alpha} = \frac{T_d}{2}$, în care T_d este constanta de timp.

În general, momentul de inerție Θ_{rez} și implicit echivalentul lui GD_{rez} este o funcție de raportul de demultiplicare al transmisiei la aceeași putere a motoarelor auxiliare. În practică, există cazuri izolate, cînd motoarele electrice asincrone sînt construite cu rapoartele $\frac{GD^2}{M_m}$ identice. Această condiție este respectată arareori datorită dificultăților economice de construcție. O dependența mai generală între GD^2 și M_m este dată de relația :

$$GD_m^2 = K M_m^{3/2} \qquad (43)$$

În practică, parametrii motoarelor electrice se găsesc în cataloage furnizate de fabricile constructoare, unde se indică și GD^2. Astfel, la aceeași putere, dependența momentului de giație GD^2 de turație sau de raportul de demultiplicare se poate face printr-o reprezentare grafică sau printr-o reprezentare tabelară.

Coeficientul de amortizare d, al motoarelor auxiliare și a celor de antrenare, depinde de parametrii constructivi, mai ales de numărul de perechi de poli p (deci de turația sincronă) și implicit de coeficientul total de dispersie σ.

Datorită accentuării tendinței construcției motoarelor electrice după anumite gabarite și datoriță dispersiilor mari ale parametrilor față de niște valori medii se vor folosi tabele pentru evidențierea influenței turației asupra constantei de timp.

Pentru motoarele asincrone cu rotorul bobinat, seria M_2 construite special pentru mașinile de ridicat, concluziile se pot trage din tabelul 1. Din acest tabel urmează că pentru puterea cerută de mecanismul de acționare, se va alege motorul a cărei turație determină valoarea minimă a raportului $\frac{GD_m}{d_{11_{ao}}}$. Se observă că, cu mici excepții valoarea minimă a raportului $GD_m/d_{11_{ao}}$ coincide cu valoarea minimă a raportului $\frac{GD_m}{p^2}$, aceasta datorită faptului că dispersia valorilor raportului $\frac{d_{11_{po}}}{p^2}$ față de o valoare medie e mai mică ca dispersia valorilor raportului $\frac{GD_m^2}{p^2}$. Ca urmare, dacă din

datele furnizate de uzina constructoare, nu pot fi calculate valorile coeficienților de amortizare, atunci cu o aproximație destul de bună se poate alege motorul cu turația căreia îi corespunde valoarea minimă a raportului $\frac{GD_m}{p^2}$ care determină valoarea minimă a duratei procesului tranzitoriu.

Datorită coeficienților de elasticitate c, foarte mari în domeniul alunecării cu valoarea doi, micșorarea coeficienților de elasticitate cu scăderea turației joacă un rol secundar asupra duratei procesului tranzitoriu și o influență mai mare asupra pulsației proprii ω_0, și ca urmare nu se alege motorul după criteriul valorii raportului $\frac{C}{p^2}$.

Tabelul 1

Tip motor	P_n KW	I_1 A	n_n rot/min.	P	GD^2_m	$\frac{GD^2_m}{p^2}$	$\frac{C_{11}}{p^2}$	$\frac{M_{max}}{p}$	$\frac{d_{11ao}}{p^2}$	$\frac{GD^2}{d_{11ao}}$
$M_2$52-6	11	24	955	3	1,05	0,1166	0,068	160	320	1,712	0,0683
$M_2$61-8	11	25,5	725	4	2,10	0,1312	0,098	124	249	1,960	0,0672
$M_2$62-10	11	27,6	570	5	2,94	0,1176	0,133	111	222	1,300	0,0907
$M_2$61-6	16	41,0	970	3	2,10	0,2340	0,097	198	396	3,310	0,0703
$M_2$62-8	16	40,0	725	4	2,94	0,1837	0,122	175	350	3,03	0,0607
$M_2$71-10	16	37,6	585	5	4,58	0,1834	0,143	140	280	2,60	0,0683
$M_2$62-6	23	53,0	970	3	2,94	0,327	0,106	275	550	4,68	0,0698
$M_2$71-8	23	50,0	725	4	4,58	0,381	0,085	274	548	4,58	0,0627
$M_2$72-10	23	53,0	585	5	6,23	0,249	0,127	231	462	4,41	0,0567
$M_2$71-6	32	74,0	975	3	4,58	0,509	0,088	520	1080	6,85	0,0743
$M_2$72-8	32	70,0	725	4	6,23	0,250	0,072	455	910	7,55	0,0517
$M_2$91-10	32	79,0	577	5	14,00	0,560	0,082	390	780	4,22	0,104

Motoarele de antrenare, care de obicei sînt motoare asincrone cu rotorul în scurtcircuit, au o contribuție echivalentă motoarelor auxiliare asupra desfășurării procesului tranzitoriu al întregului arbore, de aceea alegerea turației motorului principal este de asemenea foarte importantă. Drept criteriu pentru alegerea turației motorului, rămîne același ca în cazul motoarelor auxiliare adică acela la care valoarea raportului $\frac{GD^2_m}{d_{11p}}$ este minimă pentru o anumită turație.

Cele spuse pînă acum se referă la arborele electric folosit la acționarea podurilor rulante.

La acționarea benzilor transportoare lungi, mai lungi ca 300 m, momentul de girație al benzii este de cca. 4 ori mai mare ca cel al motorului de antrenare astfel că primul este cel care impune regimul de funcționare. Expresia lui este :

$$GD^2_b = 365 \frac{Q V^2}{n^2_m}$$

în care : Q este greutatea benzii încărcate în kgf.

V — viteza benzii în m/s

n_m — turația motorului în rotații/min.

Dacă turaţia motorului n_m se exprimă în funcţie de alunecare şi turaţia sincronă n_1, se obţine :

$$n_m = n_1 (1 - s) = \frac{60 f_1}{p} (1 - s)$$

şi expresia momentului de giraţie devine :

$$GD_b^2 = 365 \frac{Q V^2}{3600 f_1^2 (1 - S)^2} p^2.$$

Cum coeficientul de amortizare d este şi el proporţional cu p^2, înseamnă că constanta de timp T_d nu va depinde de turaţia motorului asincron.

La funcţionarea instalaţiei electrice cu banda neîncărcată GD_b este simţitor mai mic şi devine chiar mai mic ca GD_m care prin raportul de demultiplicare poate avea o influenţă importantă.

În concluzie, deoarece în regim dinamic, raportul de demultiplicare al reductorului are un rol însemnat, asupra supraîncărcării arborelui, acesta trebuie ales după un studiu comparativ, astfel ca încărcarea arborelui să fie cea modernă, din punct de vedere al stabilităţii.

Résumé

Pour la même puissance des moteurs asynchrones, la rotation influence sur le coefficient total de dispersion et sur le moment d'inertie. Le coefficient total de dispersion a d'influence sur les coefficients d'amortissment et d'élasticité de l'arbre électrique, et le moment d'inertie a d'influence sur la constante de temps de la fonction de transfert, qui influence directement le surréglage et la durée du processus transitoire.

Резюме

При данной мощности асинхронных двигателей, скорость вращения двигателей вличет, момент инерции Θ ротор, коэффициент затухания и коэффициент упругости электрического вала ; момент инерции Θ вличет постоянную времень переходной функций которая в свою очерель вличет перерегулирование и времени регулирования.

Изучается зависимость этих величин и предлагаются таблицы для выбора двигателей.

CARACTERISTICI DE CURSĂ ŞI MECANICE LA OSCILOMOTOARELE DE TIP ELECTROMAGNETIC

CAROL SAAL

În literatura de specialitate nu există în prezent lucrări în care să se definească noţiunea de caracteristică mecanică la oscilomotoarele liniare de tip electromagnetic, cu mişcare alternativă a armăturii lor mobile. Problematica generală a unor dispozitive de acţionare electromecanică, care utilizează astfel de motoare, nu este, în fond, tratată ; cu toate acestea, în special în domeniul unor puteri relativ reduse, folosirea de motoare electromagnetice oscilante liniare prezintă certe avantaje (simplificarea schemei cinematice, lipsa contactelor mecanice, robusteţe etc.). În unele cursuri de acţionări electrice au început să se facă şi prezentări de motoare liniare [1], deşi încă descriptive şi sumare.

În această lucrare se caută introducerea unor definiţii ale caracteristicilor mecanice şi de cursă ale oscilomotoarelor liniare ; se subliniază importanţa caracteristicilor de cursă ridicate la funcţionarea în gol. Se trece ulterior la studierea analitică a unor caracteristici la motorul bifazat sincron reactiv cu mişcare rectilinie alternativă, completate cu anumite verificări experimentale.

1. Definiţii. Cursa oscilomotorului

Dacă se fac referiri numai la oscilomotoarele electromagnetice liniare, în regim de funcţionare cu cursă variabilă, în absenţa unor şocuri ale armăturii mobile în opritori sau în receptorul mecanic la capetele cursei acesteia, cursa S_c a armăturii oscilomotorului reprezintă, în cazul unei mişcări periodice, una dintre mărimile mecanice de importanţă deosebită.

Se va înţelege prin cursa S_c dublul amplitudinii X_m a mişcării armăturii mobile, în regim periodic de deplasare a armăturii motorului osci-

lant liniar. În general, deplasarea instantanee a armăturii este descrisă de o funcţie alternativă, apropiată de aceea a unei funcţii scalare sinusoidale de timp. Cursa nominală S_{cn} a oscilomotorului se va obţine dacă toate mărimile electrice, magnetice sau mecanice au valorile nominale (mărimile periodice avînd valorile eficace egale cu cele nominale).

Cursa

$$S_c = 2X_m \tag{1}$$

depinde, în afara parametrilor mecanici, şi de amplitudinea F_m a forţei electromagnetice rezultante axiale, cît şi de forma curbei sale reprezentative în timp. Dacă mişcarea armăturii unui motor oscilant cu mişcare alternativă rectilinie poate fi asimilată cu o mişcare armonică de forma :

$$x = X_m \sin \Omega t, \tag{2}$$

pulsaţia Ω fiind egală cu pulsaţia reţelei la motorul parametric de tip Marinescu sau cu dublul acestei pulsaţii la motorul bifazat sincron reactiv [2], [3], amplitudinea V_m a vitezei armăturii este :

$$V_m = \Omega X_m = \frac{1}{2} \Omega S_c, \tag{3}$$

iar amplitudinea A_m a acceleraţiei armăturii mobile poate fi calculată cu relaţia :

$$A_m = \Omega^2 X_m = \frac{\Omega^2 S_c}{2}. \tag{4}$$

Considerarea cursei ca o mărime de bază a unui oscilomotor liniar şi nu a amplitudinii mişcării armăturii sale, se justifică prin măsurarea mai comodă a cursei.

Prin analogie cu definiţiile uzuale ale caracteristicilor mecanice la motoarele electrice rotative, relaţii de forma

$$S_c = S_c(F_m), \tag{5}$$

care exprimă dependenţa dintre cursă şi valoarea maximă F_m a forţei electromagnetice rezultante axiale, ar putea juca rolul caracteristicilor mecanice la oscilomotoarele cu mişcare rectilinie. Definiţia caracteristicilor mecanice statice întîmpină o anumită dificultate. După cum se ştie, la motoarele rotative se înţelege prin caracteristică mecanică statică dependenţa dintre cuplu şi viteză, la funcţionare staţionară, adică în condiţiile unui cuplu dinamic nul. La oscilomotoarele care funcţionează într-un regim periodic de deplasare a armăturii mobile, forţa dinamică de natură inerţială

$$f_d = m \cdot \frac{dv}{dt}, \tag{6}$$

nu s-ar putea anula, cu excepţia anumitor momente, decît pentru $v = const.$ (în particular şi zero).

2. Caracteristici mecanice și de cursă

Se propune ca prin caracteristică mecanică statică, la oscilomotoarele electromagnetice cu mișcare alternativă, să se înțeleagă dependențe funcționale de tipul (5), calculate sau ridicate în ipoteza atingerii unui regim periodic de deplasare de către armătura mobilă, adică în condițiile unui regim mecanic oscilatoriu stabilizat. Se observă că „static" se referă aici nu la inexistența unei forțe inerțiale (6), ci la regimul periodic permanent al deplasării armăturii mobile.

Forța electromagnetică rezultantă axială are o amplitudine :

$$F_m = F_m(U, f), \tag{7}$$

funcție de tensiunea efectivă pe fază a oscilomotorului și de frecvența tensiunii de alimentare. Rezultă prin urmare posibilitatea obținerii unor familii de caracteristici mecanice artificiale de tensiune și de frecvență.

Pentru aceiași F_m, U, f, dar pentru diferiți parametri mecanici echivalenți echipajului mobil β_r, m_r, k_r, respectiv rezistență vîscoasă, masă și constantă a resortului, se pot obține caracteristici de cursă, de tipul :

$$S_c = S_c(m_r);\ S_c = S_c(\beta_r);\ S_c = S_c(k_r), \tag{8}$$

care redau dependența dintre cursă și unul din acești parametri mecanici echivalenți. Caracteristicile de cursă ar putea fi denumite și caracteristici de sarcină, cu toate că ar putea să fie luată în considerare drept caracteristică de sarcină și o funcție de forma $S_c(P_m)$, P_m reprezentînd puterea mecanică activă utilă, cedată receptorului oscilant.

În ce privește determinarea analitică exactă a graficului forței electromagnetice instantanee axiale, pentru diferite tipuri de oscilomotoare, aceasta este o problemă dificilă. Se poate face observația că în cazul funcționării în gol a unor astfel de motoare, neechipate cu resort și cu o forță de frecare neglijabilă în lagărele armăturii mobile și cu aerul, ecuația de mișcare a armăturii se reduce la

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = f_{em}. \tag{9}$$

Înregistrarea experimentală a graficului $x(t)$ a deplasării instantanee a armăturii permite, prin două derivări grafice succesive sau prin două derivări ale seriei Fourier corespunzătoare lui $x(t)$, să se obțină $f_{em}(t)$, prin înmulțirea cu m.

Dacă se dispune de un accelerometru, care dă un semnal electric proporțional cu accelerația instantanee, determinarea experimentală a funcției $f_{em}(t)$ este mult simplificată. Se poate recomanda în acest sens un accelerometru modern cu semiconductoare, din seria SA-n/A a firmei elvețiene „Vibrometer A. G." [4], unde $n = 5, 10, 20, 50, 100, 200$ g (m/s^2) indică accelerația nominală ; masa accelerometrului este foarte redusă, sub 10 g. Eroarea totală este sub ± 1 % din accelerația nominală.

Sub influenţa unei accelerații, o masă seismică suspendată de un resort flexibil exercită asupra acestuia din urmă o forţă transversală ; deformarea resortului, proporţională cu accelerația, este transformată prin intermediul a două mărci tensometrice într-un semnal electric, proporţional tot cu accelerația.

3. Importanţa caracteristicilor de cursă ridicate la mersul în gol

În ipoteza că regimul mecanic periodic este sinusoidal sau apropiat de el la motoarele oscilante liniare considerate, importanţa caracteristicilor de cursă, calculate analitic sau ridicate experimental pentru cazul funcţionării acestor motoare în gol, devine remarcabilă. Pentru a justifica această afirmaţie, să se presupună oscilomotorul cuplat cu un receptor mecanic liniar cu o conexiune, constituit din elemente bilaterale [5], a cărui schemă mecanică echivalentă fie de tip Thévenin, oscilomotorul fiind considerat ca o sursă de oscilaţii mecanice (figura 1). Viteza eficace V_{ao} în gol (impedanţa mecanică echivalentă a receptorului fiind $\underline{Z}_r = 0$), în punctul de conexiune a, va fi :

$$V_{ao} = F/Z_o = \frac{1}{2}\,\Omega S_{co}, \tag{10}$$

F fiind valoarea eficace a forţei electromagnetice rezultante axiale, iar Z_o impedanţa mecanică internă a motorului oscilant, în modul.

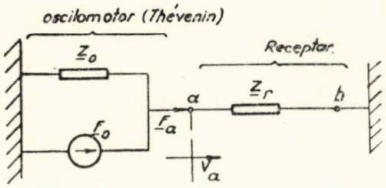


Fig. 1.

În sarcină, cînd oscilomotorul este cuplat cu receptorul mecanic oscilant, viteza eficace a aceluiaşi punct a devine :

$$V_a = \frac{F}{|\underline{Z}_o + \underline{Z}_r|} = \frac{1}{2}\,\Omega S_c. \tag{11}$$

Prin împărţirea relaţiilor (10) şi (11), se obţine :

$$S_c = \frac{Z_o}{|\underline{Z}_o + \underline{Z}_r|} \cdot S_{co}, \tag{12}$$

relaţie care permite determinarea cursei S_c în sarcină, în funcţie de cursa S_{co} de la gol. În particular, cunoscînd analitic sau grafic caracteristica S_{co} (U), cursa în gol în funcţie de tensiune, se poate deduce imediat S_c (U), cursa în sarcină, în funcţie de tensiune.

Procedeul de calcul indicat anterior, care subliniază importanţa încercărilor în gol, poate fi extins şi pentru oscilomotoarele cu parametri mecanici liniari, cuplate cu receptoare constituite din elemente bilaterale liniare, chiar dacă nu se găsesc într-un regim mecanic armonic de forţe şi viteze, ci într-unul periodic nesinusoidal, dar totuşi apropiat de primul regim.

4. Caracteristici mecanice şi de cursă ale motorului bifazat reactiv liniar

În acest capitol se va căuta deducerea teoretică, însoţită de expunerea unor rezultate experimentale, a unor caracteristici mecanice şi de cursă, definite în capitolul 2, ale motorului bifazat reactiv liniar, studiat în lucrările [2], [3] ; în lucrările citate nu se pusese problema acestor caracteristici, însă s-a dedus o teorie simplificată a acestui motor oscilant liniar, pe baza stabilirii ecuaţiilor de funcţionare şi a integrării lor aproximative.

4.1. *Caracteristici mecanice statice*

Dacă prin caracteristicile mecanice statice se înţeleg dependenţe funcţionale de tipul (5), în condiţiile unui regim mecanic oscilatoriu stabilizat, în concordanţă cu cele expuse în cap. 2, atunci, notînd cu X_{mr} amplitudinea mişcării armăturii în regim stabilizat, cînd oscilomotorul este prevăzut cu resort, se obţine :

$$X_{mr} = \frac{F_m}{m_r \gamma} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - 4\omega^2/\gamma)^2 + \frac{4\omega^2}{\gamma} \cdot \frac{\rho^2}{\gamma}}} = X_s \cdot A_o, \tag{13}$$

pe baza celor arătate în [3], relaţiile (26), (16) ; aici :

$$\rho = \frac{\beta_r}{m_r}; \quad \gamma = \frac{k_r}{m_r}; \quad X_s = \frac{F_m}{m_r \gamma} = \frac{F_m}{k_r}, \tag{14}$$

m_r, β_r şi k_r fiind parametrii mecanici echivalenţi ai echipajului mobil al oscilomotorului-masă, factor de frecare vîscoasă şi coeficient de rigiditate al resortului. Mărimea adimensională A_0 poate fi denumită factor de amplificare [6], fiind :

$$A_o = \frac{1}{\sqrt{(1 - 4\omega^2/\gamma)^2 + \frac{4\omega^2}{\gamma} \cdot \frac{\rho^2}{\gamma}}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \omega'^2)^2 + \rho'^2 \omega'^2}} \tag{15}$$

cu :

$$\rho' = \frac{\rho}{\sqrt{\gamma}} = \frac{\beta_r}{\sqrt{k_r m_r}}; \quad \omega' = \frac{2\omega}{\sqrt{\gamma}} = 2\omega \sqrt{\frac{m_r}{k_r}}. \tag{15'}$$

Mărimea X_s din relaţia (13) are un sens fizic imediat : deformaţia resortului echivalent al sistemului mobil al oscilomotorului, sub influenţa unei forţe constante şi egală cu amplitudinea F_m a forţei electromagnetice rezultante axiale, aşa cum rezultă din (14_3).

Aşadar, relaţia analitică ce va permite calcularea caracteristicii mecanice statice $S_c(F_m)$, este :

$$S_c = 2X_{mr} = 2X_s A_o = F_m \cdot \frac{2A_o}{m_r \gamma} = F_m \cdot \frac{2A_o}{k_r}. \tag{16}$$

Variația funcției A_0 (ω'), pentru diferiți ρ' = const., este redată în figura 2, ea amintind de curbele de rezonanță clasice.

Dacă nu există resort echivalent, amplitudinea deplasării instantanee a armăturii în regim stabilizat este :

$$X_m = (X_{mr})_{\gamma=0} = \frac{F_m}{2\, m_r\, \omega \sqrt{\rho^2 + 4\,\omega^2}} = \frac{F_m}{2\,\omega \sqrt{\beta_r^2 + 4\,\omega^2 m_r^2}},$$

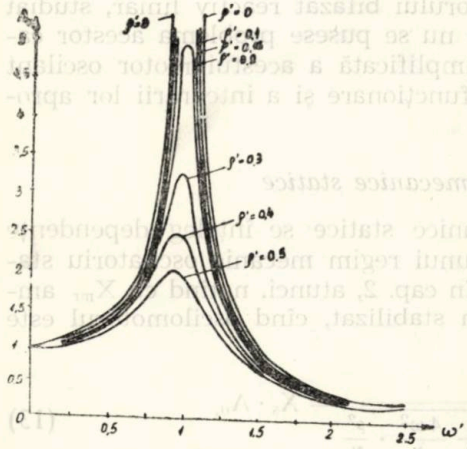


Fig. 2.

de unde :

$$S_c = 2X_m = \frac{F_m}{m_r\, \omega \sqrt{\rho^2 + 4\,\omega^2}} = \frac{F_m}{\omega \sqrt{\beta_1^2 + 4\,\omega^2 m_r^2}} \tag{17}$$

Din relațiile (16) și (17), care reprezintă expresiile analitice ale caracteristicilor mecanice ale oscilomotorului bifazat reactiv sincron, echipat sau nu cu resort, rezultă că în condițiile în care parametrii mecanici ai motorului sînt liniari și frecvența de alimentare constantă, între cursă și amplitudinea forței electromagnetice rezultante axiale există o directă proporționalitate.

4.2. *Caracteristici mecanice artificiale de tensiune*

Dacă oscilomotorul este echipat cu resort, atunci, avînd în vedere relația (16) [3], care dă amplitudinea forței electromagnetice rezultante

$$F_m = \frac{U^2}{\mu_0\, S_f\, \omega^2\, w^2} \tag{18}$$

U fiind tensiunea eficace pe fază, μ_0 constanta magnetică, S_f secțiunea fierului armăturii și w numărul de spire pe fază, rezultă că expresia analitică a caracteristicilor mecanice artificiale de tensiune va fi :

$$S_c = \frac{c_{ru}\, U^2}{\sqrt{(1-\omega'^2)^2 + \rho'^2\, \omega'^2}} = c_{ru}\, A_0\, U^2, \tag{19}$$

unde :

$$c_{ru} = \frac{2}{\mu_0\, m_r\, S_f\, \omega^2 w^2 \gamma} = \frac{2}{\mu_0\, S_f\, \omega^2\, w^2\, k_r}, \tag{20}$$

mărime constantă pentru un oscilomotor dat, alimentat cu o frecvență constantă, ca și A_0 în aceleași condiții. Caracteristica S_c (U) va reprezenta, în planul (S_c , U) o parabolă cu vîrful în origine, obținîndu-se o familie de astfel de parabole, pentru diferiți ρ' sau ω' constanți. Se remarcă creșterea cursei S_c cu pătratul tensiunii eficace de fază.

Dacă oscilomotorul nu este echipat cu resort, iar receptorul mecanic nu posedă nici el resort, atunci, fie particularizînd relația (19), fie ținînd cont de relația (26) [2], se obține :

$$S_c = \frac{c_u U^2}{\omega \sqrt{\beta_r^2 + 4\omega^2 m_r^2}}, \tag{21}$$

unde

$$c_u = \frac{1}{\mu_0 S_f \omega^2 w^2} \tag{22}$$

La funcționarea în gol, fără resort, deoarece $\beta_r \ll 2\omega m_r$, relația (21), expresie analitică a caracteristicilor mecanice de tensiune, devine :

$$S_{co} \simeq \frac{c_u U^2}{2\omega^2 m_r} = c_{ou} U^2, \tag{21'}$$

cu :

$$c_{ou} = c_u / 2\omega^2 m_r.$$

Cunoscînd c_u, mărime constantă pentru un oscilomotor dat alimentat cu o tensiune de frecvență constantă, se poate ușor calcula caracteristica mecanică de tensiune la funcționarea în gol, deoarece c_{ou} poate fi determinat imediat. Relațiile (21′) arată că această caracteristică în planul (S_{co}, U) va fi practic o parabolă.

Este necesar să se menționeze că proporționalitatea dintre cursă și patratul tensiunii eficace, ceilalți parametri fiind menținuți constanți, va avea loc atît timp cît nu intervine saturația magnetică.

4.3. *Caracteristici de sarcină (cursă)*

Acceptînd definițiile caracteristicilor de sarcină (cursă), date în capitolul 2, concretizate de relațiile (8), în ideea deducerii caracteristicilor de masă $S_c(m_r)$ — caracteristici de sarcină mecanică reactivă inerțială, care vor fi tratate aici în exclusivitate din lipsă de spațiu, fiind și mai ușor de verificat experimental, să se observe că raportul a două curse S_{c1} și S_{c2} pentru două mase echivalente a echipajului mobil m_{r1} și m_{r2}, este :

$$\frac{S_{c_1}}{S_{c_2}} = \sqrt{\frac{(1 - 4\omega^2/\gamma_2)^2 + (2\omega\, \rho_2/\gamma_2)^2}{(1 - 4\omega^2/\gamma_1)^2 + (2\omega\, \rho_1/\gamma_1)^2}},$$

cu :

$$\gamma_k = k_r / m_{rk}\,; \quad \rho_k = (\rho / \sqrt{\gamma_k}) = \beta_r / \sqrt{k_r m_{rk}}\,; \quad (k = 1,2).$$

La funcționarea motorului cu un factor de frecare viscoasă $\beta_r \ll 2\omega m_{rk}$, cînd $\gamma_k - 4\omega^2 \neq 0$, se obține :

$$\left(\frac{S_{c_1}}{S_{c_2}}\right)_{\rho_k = 0} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \frac{(\gamma_2 - 4\omega^2)}{(\gamma_1 - 4\omega^2)} = \frac{k_r - 4\omega^2 m_{r_2}}{k_r - 4\omega^2 m_{r_1}}. \tag{23}$$

Caracteristicile de sarcină reactivă de masă, la funcţionarea cu un factor de frecare vîscoasă $\beta_r \ll 2\omega m_r$, ceea ce se realizează la funcţionarea oscilomotorului necuplat cu vreun receptor dar avînd masa armăturii sale variabilă, va fi :

$$S_{co} = \frac{2F_m}{m_r|\gamma - 4\omega^2|} = \frac{2F_m}{|k_r - 4\omega^2 m_r|}. \tag{24}$$

Dacă oscilomotorul nu este dotat cu resort, pentru două mase diferite m_{r_1} şi m_{r_2} se obţine :

$$\frac{S_{c_1}}{S_{c_2}} = \sqrt{\frac{\beta_r^2 + 4\omega^2 m_{r_2}}{\beta_r^2 + 4\omega^2 m_{r_1}^2}};$$

în aceeaşi ipoteză, la funcţionarea cu un factor de frecare vîscoasă $\beta_r \ll 2\omega m_r$, se obţine :

$$S_{co} = \frac{F_m}{\omega\sqrt{\beta_r^2 + 4\omega^2 m_r^2}} \simeq \frac{F_m}{2\omega^2 m_r}. \tag{25}$$

Relaţia (25) poate fi scrisă şi sub forma :

$$S_{co} \simeq \frac{c_{om}}{m_r} \tag{25'}$$

unde :

$$c_{om} = F_m/2\omega^2 = c_u U^2/2\omega^2, \tag{26}$$

c_u fiind dat de egalitatea (22). Se observă că relaţia (25′) reprezintă în planul (S_{co}, m_r) o hiperbolă echilateră, raportată la asimptote ca axe. Rezultă deci, pentru oscilomotorul fără resort şi în condiţiile $\beta_r \ll 2\omega m_r$, că pentru două mase diferite m_{r_1} şi m_{r_2} ale echipajului mobil, raportul curselor corespunzătoare este :

$$\frac{S_{co_1}}{S_{co_2}} \simeq \frac{m_{r_2}}{m_{r_1}}, \tag{27}$$

adică practic invers proporţional cu masele.

5. Verificări experimentale

Pentru verificările experimentale ale unora din caracteristicile oscilomotorului bifazat reactiv cu mişcare rectilinie, ale căror expresii analitice au fost deduse anterior pe baza teoriei sale simplificate, s-a utilizat un oscilomotor construit de către ing. C. Boţan şi ing. D. Bordea, în cadrul proiectelor lor de diplomă, susţinute la Institutul politehnic Iaşi [7], [8], utilizînd şi unele lucrări ale autorului, sub îndrumarea conf. dr. ing. L. Sebastian. Acest motor a fost proiectat pentru tensiunile nominale eficace de fază de 190 şi 110 V la cele două bobine de fază ale sale, dimensionate astfel încît forţa electromagnetică rezultantă axială maximă să fie de

295 N = 30 kgf în interiorul ambelor bobine. Aceste tensiuni nominale au fost astfel alese, încît la frecvența nominală de 25 Hz, să poată fi obținute de la orice mașină generatoare sincronă trifazată, construită pentru 380/220 V, 50 Hz, alimentînd cele două bobine ale oscilomotorului cu o tensiune de linie, respectiv cu una de fază, tensiuni care sînt defazate între ele cu 90° electrice. Cursa în gol a oscilomotorului este de circa 4 mm.

În lipsa unui traductor de deplasare etalonat, cursa a fost măsurată pe cale mecanică, cu ajutorul unui creion fixat la axul armăturii mobile. Eroarea introdusă în măsurarea curselor este apreciată ca fiind de ± 0,1 mm (cursele măsurate au fost cuprinse între 1 și 8 mm). Hîrtia pe care s-a înregistrat urma trasată de creion, a fost fixată în prealabil pe o placă metalică plană.

Încercările s-au executat cu oscilomotorul nedotat cu resort. Din încercările efectuate, se redau unele referitoare la caracteristica mecanică de tensiune și de sarcină reactivă de masă. Se menționează o coincidență relativ bună a rezultatelor experimentale cu cele teoretice cuprinse în [7], [8].

5.1. *Caracteristici mecanice de tensiune*

Aceste caracteristici s-au ridicat la frecvența de 25 Hz, cu armături mobile de mase de 1,5 și 2,07 kg. Datele experimentale, rezultate ca medie a trei măsurători, sînt redate în tabelul 1, în care se face și compararea cu datele calculate ; graficele S_{co} (U) s-au redat în figura 3. Calculul analitic al caracteristicilor de tensiune, oscilomotorul funcționînd în gol, s-a făcut cu relația (21′). Deoarece $F_m = c_u U^2$, rezultă :

$$c_u = F_m/U^2 = 295/110^2 = 2{,}4\cdot 10^{-2}\,N/V^2 = 24\,mm\cdot kg\cdot s^{-2}V^{-2}.$$

Mărimea constantă c_{ou}, din relația (21′) este, pentru $\omega = 157$ rad/s, $m_r = 2{,}07$ kg :

$$c_{ou} = \frac{c_u}{2\omega^2 m_r} = \frac{24}{2\cdot 157^2\cdot 2{,}07} = 2{,}34\cdot 10^{-4}\,mm\cdot V^{-2},$$

Așadar, expresia analitică a caracteristicii mecanice de tensiune căutată este :

$$S_{co} = 2{,}34\cdot 10^{-4}\,U^2\,mm. \qquad (28)$$

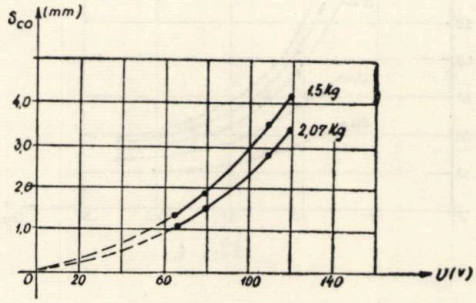


Fig. 3.

În cazul m = 1,5 kg ; ω = 157 rad/s (f = 25 Hz), se obține :

$$S_{co} = 3{,}2\cdot 10^{-4}\,U^2\,mm. \qquad (28')$$

Comparația dintre calcul și experiment indică erori maxime de circa 12 %, marea majoritate a erorilor fiind mai mici.

Tabelul 1

Caracteristici mecanice de tensiune (f = 25 Hz). Comparaţie între calculul analitic şi experiment.

	Tensiunea U (V)		68,0	80,0	110,0	120,0
Masa m_r (kg) 2,07	Cursa S_{co} (mm)	calculat	1,08	1,50	2,83	3,38
		măsurat	1,1	1,5	2,8	3,4
	Eroarea relativă ΔS_{co} %		— 1,2	0	+1,1	—0,6
Masa m_r (kg) 1,5	Cursa S_{co} (mm)	calculat	1,48	2,04	3,9	4,6
		măsurat	1,4	1,9	3,5	4,2
	Eroarea relativă ΔS_{co} %		+5,7	+7,4	+11,4	+9,8

5.2. *Caracteristici de sarcină reactivă (masă)*

S-au ridicat experimental caracteristici de sarcină reactivă de masă, în cazul funcţionării oscilomotorului bifazat în condiţiile unui factor de frecare neglijabil în raport cu reactanţa mecanică de masă a impedanţei mecanice echivalente a oscilomotorului ; în aceste condiţii, se poate aplica relaţia aproximativă (25′). La frecvenţa de 25 Hz se obţine :

$$c_{om} = \frac{F_m}{2\,\omega^2} = \frac{295}{2 \cdot 157^2}\ \text{kg}\cdot\text{m} = 5{,}97\ \text{kg}\cdot\text{mm}.$$

Caracteristica de sarcină reactivă de masă va fi :

$$S_{co} \simeq \frac{c_{om}}{m_r}. \qquad (29)$$

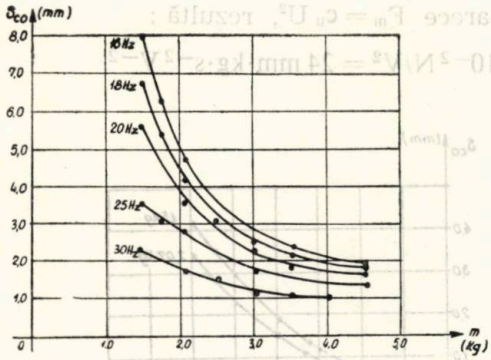


Fig. 4.

Comparaţia cu datele experimentale a fost redată în tabelul 2 ; în figura 4 s-au trasat, pe lîngă caracteristica de masă corespunzătoare frecvenţei de 25 Hz şi alte caracteristici de masă. Din tabelul 2 rezultă erori relative maxime de ordinul 15 %.

Tabelul 2

Caracteristica de sarcină reactivă de masă S_{co} (m_r); f=25 Hz; U=110 V. Comparaţie între calculul analitic şi experiment.

Masa m_r (kg)		1,50	1,76	2,07	2,52	3,02	3,52	4,02	4,52
Cursa S_{co} (mm)	calculat	3,98	3,39	2,88	2,37	1,96	1,70	1,49	1,32
	măsurat	3,5	3,1	3,80	2,2	1,7	1,5	1,4	1,3
Eroarea relativă ΔS_{co}%		+13,7	9,4	2,86	7,7	15,3	13,3	5,0	1,5

Concluzii

Căutîndu-se înlăturarea unor lacune din domeniul acţionărilor electromagnetice cu motoare oscilante liniare cu mişcare rectilinie, s-au făcut propuneri de diferite dependenţe funcţionale care ar putea servi drept caracteristici mecanice şi de sarcină la aceste tipuri de motoare electrice. S-a pledat pentru acceptarea cursei în regim mecanic stabilizat drept o mărime de bază, caracteristicile mecanice şi de cursă (sarcină) fiind dependenţa dintre cursă şi amplitudinea forţei electromagnetice rezultante axiale, respectiv cursă şi alţi parametri electrici sau mecanici. Caracteristicile menţionate statice se înţeleg în regim mecanic stabilizat.

S-a trecut la definirea caracteristicilor mecanice, apoi cursă-tensiune, cursă-masă pentru oscilomotorul bifazat reactiv cu mişcare rectilinie, dîndu-se expresiile analitice ale acestora, pe baza teoriei simplificate a acestui motor, expusă în lucrări anterioare [2], [3].

Verificările experimentale efectuate indică o concordanţă bună cu teoria, avîndu-se în vedere că teoria la care s-a recurs este o teorie simplificată. Erorile relative maxime sînt de circa 15 %, cele mai multe fiind sub această valoare.

Резюме

В этой работе вводятся определения механических характеристик и хода линейных осциллодвигателей, несуществующую в литературе. Отмечается значительность характеристик хода, соответствующих холостому действию в синусоидальном механическом режиме. Последующие выводятся аналитические выражения некоторых характеристик двухфазного синхронного реактивного осциллодвигателя с прямолинейном движением, основание на предыдущих трудах, которые дополняются особеными экспериментальными проверками.

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Begriffsbestimmungen der Hub- und mechanischen Betriebskennlinien der linearen Schwingungmotoren, angegeben, welche im Schriftum bisher unbekannt sind. Die Wichtigkeit der Hubkennlinien der unbelasteten Motoren, die sich in einem mechanischen sinusoidalen Betrieb befinden, wird unterstrichen. Es werden die analytischen Ausdrücke einiger Betriebskennlinien des zweiphasigen synchronen reaktiven Schwingungsmotors, auf der Grundlage früherer eigener Arbeiten, abgeleitet ; es sing auch experimentelle. Untersuchungen unternommen werden.

Bibliografie

1. x x x : *Die Technik der elektrischen Antriebe.* Vol. I ; Berlin, Technik Verlag, 1963.
2. SAAL, C. : *Contribuţii la studiul funcţionării oscilomotorului bifazat sincron.* St. cerc. energ. electr., 17 (1967), 4, 721—739.
3. SAAL, C. : *Study of an Oscillating Biphase Synchronous Linear Motor (I).* Bul. Inst. polit. Iaşi, serie nouă, XIII (XVII), 1967, fasc. 1—2, 345—363.
4. x x x : *Halbleiter-Dehnmessstreifen-Beschleunigungsgeber,* Serie SA-.../A (Prospekt). Vibrometer A. G., Freiburg, Schweiz, 1967.
5. HARRIS, C. M. ; CREDE, C. E. : *Shock and Vibration Handbook,* vol. I (Basic Theory and Measurements). New York-Toronto-London, editura McGraw-Hill Co., 1961 ; cap. 10.
6. HAMBURGER, L. ; BUZDUGAN, GH. : *Teoria vibraţiilor şi aplicaţiile ei în construcţia de maşini.* Bucureşti, Ed. tehnică, 1958 ; pp. 61—64.
7. BOŢAN, C. : *Proiectarea şi realizarea unui oscilomotor sincron* (proiect de diplomă). Institutul politehnic Iaşi, 1966.
8. BORDEA, D. : *Proiectarea şi realizarea unui oscilomotor sincron* (proiect de diplomă). Institutul politehnic Iaşi, 1966.

CONTRIBUŢII LA NOMOGRAFIEREA FUNCŢIILOR CU PATRU VARIABILE ŞI APLICAŢII ÎN HIDRAULICĂ

MARIA VIDRAŞCU

§ 1. *Ordinele de nomografiere şi formele canonice la funcţiile nomografiabile cu patru variabile*

Construirea nomogramelor pentru ecuaţii cu mai multe variabile întîmpină greutate odată cu creşterea variabilelor. După cum se ştie, cele mai simple şi cele mai avantajoase nomograme sînt nomogramele cu puncte aliniate şi nomogramele reticulare. Nomogramele cu puncte aliniate pot fi construite pentru un mare număr de ecuaţii cu trei şi patru variabile care se întîlnesc în practică.

În lucrarea de faţă, vom da ordinele de nomografiere, formele canonice corespunzătoare precum şi o extindere a determinantului Soreau la funcţiile nomografiabile cu patru variabile urmate de cîteva aplicaţii în hidraulică.

Se ştie că ordinul de nomografiere al unei ecuaţii este hotărît de numărul cel mai mic de funcţii liniar independente de cîte o variabilă, cu care se poate exprima membrul întîi al ecuaţiei date.

În cazul unei ecuaţii de forma $F(u, v, t, w) = 0$, ordinul de nomografiere nu poate fi mai mic ca patru şi mai mare ca opt.

Pentru ordinul IV de nomografiere A. Giet în lucrarea sa [3] a dat cinci forme canonice pentru care se pot construi nomograme compuse sau asociate cu puncte aliniate.

În afară de aceste forme canonice vom da şi următoarele forme :

$$\text{(I)} \quad \frac{1}{f_1(u)} + \frac{1}{f_2(v)} = \frac{1}{f_3(w)} + \frac{1}{f_4(t)}, \tag{1.1}$$

se poate construi o nomogramă formată din asocierea a două nomograme cu suporţi paraleli, dacă notăm $\frac{1}{f_1(u)} = g_1(u)$; $\frac{1}{f_2(v)} = g_2(v)$

$\frac{1}{f_3(w)} = g_3(w)$ și $\frac{1}{f_4(t)} = g_4(t)$; sau două nomograme cu suporți concurenți (figura 1), dacă notăm, $\frac{1}{f_1(u)} + \frac{1}{f_2(v)} = m$, $\frac{1}{f_3(w)} + \frac{1}{f_4(t)} = m$.

Dacă unghiul dintre suporți este de 60°, situația asocierii se simplifică, așa cum se vede în figura 1.

$$\text{(II)} \quad \frac{1}{f_1(u)} + \frac{1}{f_2(v)} = f_3(w) \cdot f_4(t) \tag{1.2}$$

Să notăm :

$\frac{1}{f_1(u)} + \frac{1}{f_2(v)} = m$ și, $m = f_3(w) \cdot f_4(t)$ și se observă că se poate construi o nomogramă cu suporți paraleli asociată cu o nomogramă în „N" (fig. 2).

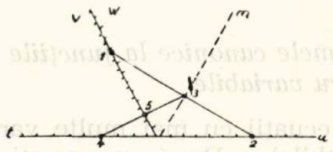


Fig. 1 — Nomogramă pentru forma canonică I

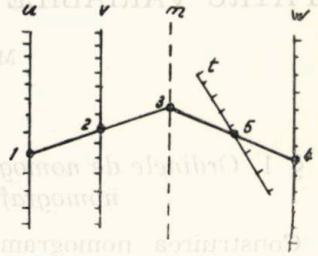


Fig. 2 — Nomogramă pentru forma canonică II

$$\text{(III)} \quad \frac{f_1(u)+f_2(v)}{f_1(u)-f_2(v)} = \frac{f_3(w)}{f_4(t)} \tag{1.3}$$

Să notăm

$$\frac{f_1(u)+f_2(v)}{f_1(u)-f_2(v)} = m \text{ și, } m = \frac{f_3(w)}{f_4(t)} \tag{1.4}$$

Folosind pentru prima relație disjuncțiile,

$$\begin{cases} x = f_1(u) \\ y = f_2(v) \end{cases} \tag{1.5}$$

relația se poate scrie :

$x(1-m) + y(1+m) = 0$, de unde :

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & f_1 \\ 0 & 1 & f_2 \\ 1-m & 1+m & 0 \end{vmatrix} = 0 \text{ sau } \begin{vmatrix} 1 & 0 & f_1 \\ 1 & 1 & f_2 \\ 1 & \frac{1+m}{2} & 0 \end{vmatrix} = 0 \tag{1.6}$$

Pentru a doua relație din (1.4) se poate construi o nomogramă în „N" care asociată cu nomograma relației (1.6), se obține o nomogramă compusă (figura 3).

În acest fel se poate proceda şi pentru formele canonice :

$$\text{(IV)}\ \frac{f_1(u)+f_2(v)}{f_1(u)-f_2(v)}=f_3(w)+f_4(t) \tag{1.7}$$

şi

$$\text{(V)}\ \frac{f_1(u)+f_2(v)}{f_1(u)-f_2(v)}=f_3(w)\cdot f_4(t) \tag{1.8}$$

Pentru forma canonică :

$$\text{(VI)}\ \frac{f_1(u)}{f_2(v)}=\frac{f_3(w)+f_4(t)}{1+f_3(w)\cdot f_4(t)} \tag{1.9}$$

să notăm :

$$\frac{f_1(u)}{f_2(v)}=m \text{ şi, } m=\frac{f_3(w)+f_4(t)}{1+f_3(w)\cdot f_4(t)} \tag{1.10}$$

Pentru prima relaţie din (1.10) se construieşte o nomogramă în „N" iar a doua relaţie din (1.10) o vom aduce la o formă Clark astfel :

$$f_3\cdot f_4-(f_3+f_4)\cdot\frac{1}{m}+1=0 \tag{1.11}$$

şi se obţine în final o nomogramă ca în (figura 4).

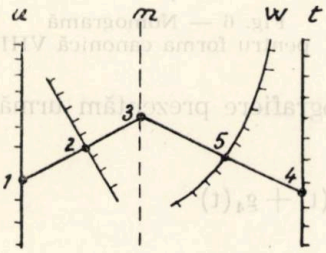


Fig. 3 — Nomogramă pentru forma canonică III

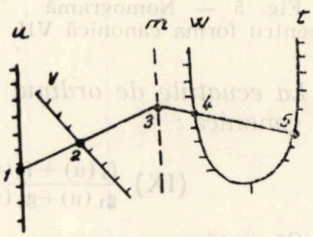


Fig. 4 — Nomogramă pentru forma canonică VI

La ecuaţiile de ordinul V de nomografiere prezentăm următoarea formă canonică :

$$\text{(VII)}\ f_1(u)\,.\,f_2(v)=f_3(w)\,.\,f_4(t)+g_4(t) \tag{1.12}$$

Să notăm :

$$f_1(u)\cdot f_2(v)=m \text{ şi, } m=f_3(w)\cdot f_4(t)+g_4(t). \tag{1.13}$$

Pentru prima relaţie din (1.13) se poate construi o nomogramă în „N" iar a doua relaţie poate fi adusă la forma Cauchy dacă o scriem astfel:

$$f_3(w)\cdot\frac{f_4(t)}{g_4(t)}-m\cdot\frac{1}{g_4(t)}+1=0 \tag{1.14}$$

Nomograma compusă finală, va avea forma din (fig. 5)

La ecuațiile de ordinul VI de nomografiere prezentăm următoarea formă canonică :

$$\text{(VIII)}\quad f_1(u) + f_2(v)\cdot g_1(u) = f_3(w) + f_4(t)\cdot g_3(w) \tag{1.15}$$

Să notăm :

$$f_1(u) + f_2(v)\cdot g_1(u) = m \text{ și, } m = f_3(w) + f_4(t)\cdot g_3(w) \tag{1.16}$$

Ambele relații din (1.16) pot fi aduse la două forme Cauchy :

$$\begin{aligned} &f_2(v)\cdot\frac{g_1(u)}{f_1(u)} - m\cdot\frac{1}{f_1(u)} + 1 = 0, \text{ și} \\ &f_4(t)\cdot\frac{g_3(w)}{f_3(w)} - m\cdot\frac{1}{f_3(w)} + 1 = 0, \end{aligned} \tag{1.17}$$

și rezultă nomograma compusă din (fig. 6)

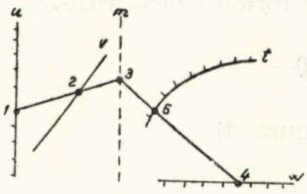


Fig. 5 — Nomogramă pentru forma canonică VII

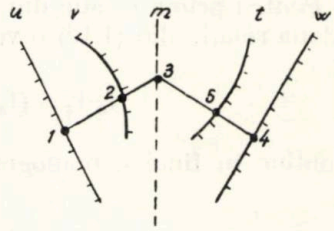


Fig. 6 — Nomogramă pentru forma canonică VIII

La ecuațiile de ordinul VII de nomografiere prezentăm următoarea formă canonică :

$$\text{(IX)}\quad \frac{f_1(u) + f_2(v)}{g_1(u) + g_2(v)} = f_3(w)\cdot f_4(t) + g_4(t) \tag{1.18}$$

Să notăm

$$\frac{f_1(u) + f_2(v)}{g_1(u) + g_2(v)} = m \text{ și, } m = f_3(w)\cdot f_4(t) + g_4(t) \tag{1.19}$$

Prima relație din (1.19) este de ordinul V de nomografiere de la funcțiile cu trei variabile și a doua relație din (1.19) se poate aduce la o formă Cauchy, dacă o scriem :

$$f_3(w)\cdot\frac{f_4(t)}{g_4(t)} - m\cdot\frac{1}{g_4(t)} + 1 = 0 \tag{1.20}$$

Nomograma finală va avea forma din (fig. 7)

La ecuațiile de ordinul VIII de nomografiere prezentăm forma canonică :

$$\text{(X)}\quad \frac{f_1(u) + f_2(v)}{g_1(u) + g_2(v)} = \frac{f_3(v) + f_4(t)}{g_3(v) + g_4(t)} \tag{1.21}$$

Să notăm :

$$\frac{f_1(u)+f_2(v)}{g_1(u)+g_2(v)}=m \text{ și, } m=\frac{f_3(v)+f_4(t)}{g_3(v)+g_4(t)} \tag{1.22}$$

Ambele relaţii sînt de ordinul V de nomografiere de la funcţiile cu trei variabile şi se va obţine o nomogramă compusă ca în (fig. 8)

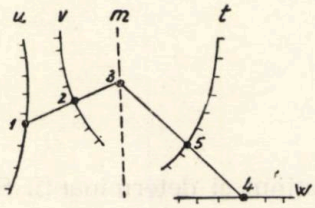


Fig. 7 — Nomogramă pentru forma canonică IX

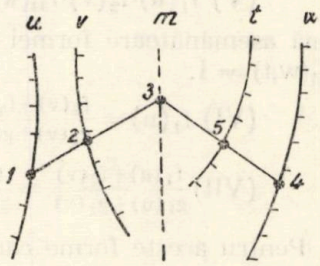


Fig. 8 — Nomogramă pentru forma canonică X

Practica ne oferă foarte multe relaţii cu patru variabile care pot fi aduse la una din formele canonice prezentate şi, pentru care se pot construi nomograme compuse cu puncte aliniate.

§ 2. *Nomograme compuse cu cîmpuri binare pentru funcţiile cu patru variabile.* Pentru ecuaţia F (u,v,w,t) = 0, se pot construi şi nomograme cu cîmpuri binare şi întrucît fiecare punct al cîmpului binar are două cote, coordonatele punctelor dintr-un cîmp binar pot fi considerate ca fiind funcţii de aceste cote, iar ecuaţiile cîmpului se vor scrie sub forma :

$$x=f_{34}(w,t), \qquad y=g_{34}(w,t) \tag{2.1}$$

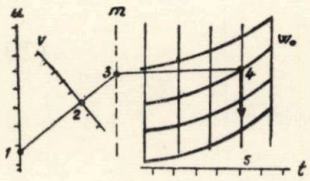


Fig. 9 — Nomogramă pentru forma canonică IX

în care x şi y sînt coordonatele punctelor iar w şi t variabilele cîmpului. Ecuaţia lui Soreau pentru nomograma cu un singur cîmp binar va avea forma :

$$\begin{vmatrix} 1 & f_1(u) & g_1(u) \\ 1 & f_2(v) & g_2(v) \\ 1 & f_{34}(w,t) & g_{34}(w,t) \end{vmatrix}=0, \tag{2.2}$$

ceea ce reprezintă expresia analitică că trei puncte care au cotele u, v şi (w,t) sînt coliniare.

În baza celor spuse mai sus, vom prezenta următoarele forme canonice pentru ecuaţii cu patru variabile pentru care se pot construi nomograme compuse cu un singur cîmp binar.

Aceste forme canonice sînt :

(I) $f_1(u)\cdot f_2(v)=f_{34}(w,t)$

(II) $f_1(u)+f_2(v)=f_{34}(w,t)$

(III) $f_1(u)+f_2(v)+f_{34}(w,t)=f_1(u)\cdot f_2(v)\cdot f_{34}(w,t)$

(IV) $f_1(u)\cdot f_{34}(w,t)+f_2(v)\cdot g_{34}(w,t)+h_{34}(w,t)=0,$

o formă asemănătoare formei Cauchy. Se poate considera și cazul particular $h_{34}(w,t)=1$.

(V) $f_1(u)\cdot f_2(v)\cdot f_{34}(w,t)+[f_1(u)+f_2(v)]\cdot g_{34}(w,t)+h_{34}(w,t)=0,$

o formă asemănătoare formei Clark. Se poate considera și cazul particular $h_{34}(w,t)=1$.

(VI) $f_1(u)=\dfrac{f_2(v)+f_{34}(w,t)}{g_2(v)+g_{34}(w,t)}.$

(VII) $\dfrac{f_1(u)+f_2(v)}{g_1(u)+g_2(v)}=\dfrac{f_1(u)+f_{34}(w,t)}{g_1(u)+g_{34}(w,t)}.$

Pentru aceste forme canonice s-au obținut și determinanții Soreau corespunzători, obținîndu-se nomograme cu cîmpuri binare.

Astfel pentru (I) formă :

Se notează :

$x=f_1(u)$; $y=f_{34}(w,t)$ și din (I) formă se obține $y=x\cdot f_2(v)$.

Apoi din sistemul de ecuații :

$$\left|\begin{array}{l} x-f_1(u)=0 \\ x\cdot f_2(v)-y=0 \\ y-f_{34}(w,t)=0 \end{array}\right.$$

se obține, după o serie de operații următorul determinant Soreau :

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & f_1(u) \\ 1 & \dfrac{1}{1-f_2(v)} & 0 \\ 1 & 1 & f_{34}(w,t) \end{vmatrix}=0 \qquad (2.3)$$

Pentru forma (II), notînd :

$$\left|\begin{array}{l} x=f_1(u) \\ y=f_2(v), \text{ se obține determinantul Soreau} \\ x+y=f_{34} \end{array}\right. \qquad \begin{vmatrix} 1 & 0 & f_1^2 \\ 1 & 1 & f_2 \\ 1 & \dfrac{1}{2} & \dfrac{f_{34}}{2} \end{vmatrix}=0 \qquad (2.4)$$

Pentru forma (III), notînd :

$$\left|\begin{array}{l} x=f_1+f_2 \\ y=f_1\cdot f_2, \text{ se obține determinantul Soreau} \\ x+f_{34}=y\cdot f_{34} \end{array}\right. \qquad \begin{vmatrix} 1 & f_1 & f_1^2 \\ 1 & f_2 & f_2^2 \\ 1 & \dfrac{1}{f_{34}} & -1 \end{vmatrix}=0 \qquad (2.5)$$

Pentru forma (IV), notînd,

$$\left|\begin{array}{l} x = f_1 \\ y = f_2, \text{ se obține determinantul Soreau} \\ x \cdot f_{34} + y \cdot g_{34} + h_{34} = 0 \end{array}\right| \quad \begin{vmatrix} 1 & 0 & f_1 \\ 1 & 1 & f_2 \\ 1 & \frac{g_{34}}{f_{34}+g_{34}} & \frac{h_{34}}{f_{34}+g_{34}} \end{vmatrix} = 0 \qquad (2.6)$$

Pentru forma (V), notînd :

$$\left|\begin{array}{l} x = f_1 + f_2 \\ y = f_1 . f_2, \text{ se obține determinantul Soreau} \\ x \cdot g_{34} + y \cdot f_{34} + h_{34} \end{array}\right| \quad \begin{vmatrix} 1 & f_1 & f_1^2 \\ 1 & f_2 & f_2^2 \\ 1 & -\frac{g_{34}}{f_{34}} & \frac{h_{34}}{f_{34}} \end{vmatrix} = 0 \qquad (2.7)$$

Pentru forma (VI), notînd :

$$\left|\begin{array}{l} x = f_1 \\ y = f_1 \cdot g_{34} - f_{34}, \text{ se obține determinantul Soreau} \\ x(g_1 + g_{34}) = f_2 + f_{34} \end{array}\right| \quad \begin{vmatrix} 1 & 0 & f_1 \\ 1 & \frac{1}{g_2} & \frac{f_2}{g_2} \\ 1 & -\frac{1}{g_{34}} & \frac{f_{34}}{g_{34}} \end{vmatrix} = 0 \qquad (2.8)$$

Pentru forma (VII), scriind :

$$(f_2 \cdot g_{34} - g_2 \cdot f_{34}) + f_1 (g_{34} - g_2) - g_1 (f_{34} - f_2) = 0 \qquad (2.9)$$

se obține determinantul Soreau :

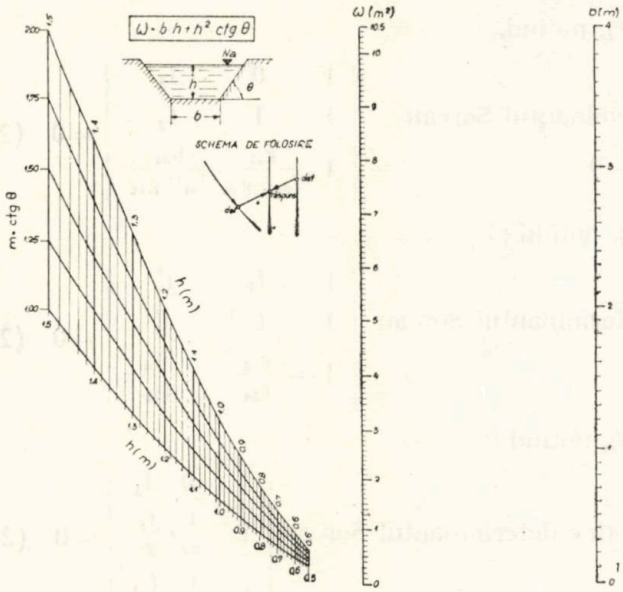
$$\begin{vmatrix} 1 & -f_1 & -g_1 \\ 1 & f_2 & g_2 \\ 1 & f_{34} & g_{34} \end{vmatrix} = 0 \qquad (2.10)$$

§ 3. *Extinderea determinantului Soreau la ecuațiile cu patru variabile.* Nomograma ecuației :

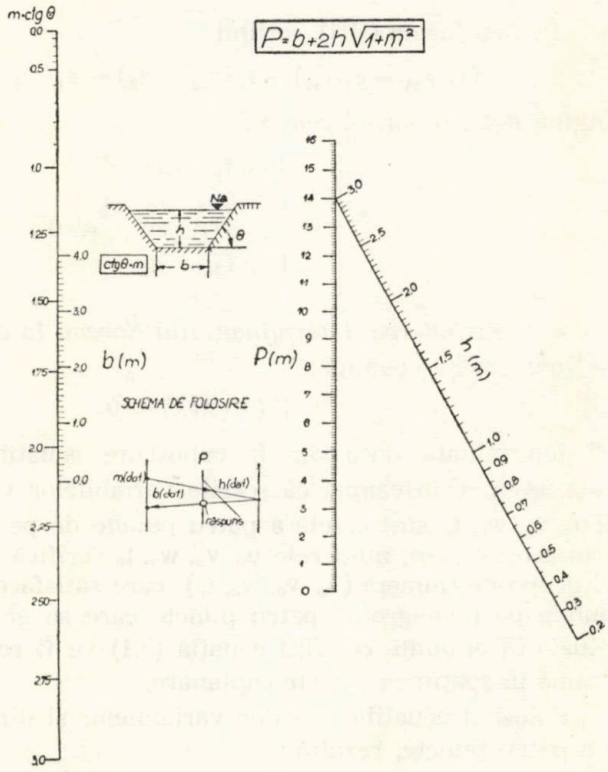
$$F(u,v,w,t) = 0 \qquad (3.1)$$

va fi determinată, dacă vor fi cunoscute ecuațiile scărilor variabilelor u,v,w,t, ceea ce înseamnă că scările variabilelor vor fi curbe în spațiu și dacă u_o, v_o, w_o, t_o sînt cotele a patru puncte de pe nomogramă care se găsesc în același plan, numerele u_o, v_o, w_o, t_o verifică ecuația (3.1). Invers fiecărei grupe de numere (u_o, v_o, w_o, t_o) care satisface ecuația (3.1) îi vor corespunde pe nomogramă patru puncte care se găsesc în același plan. În concluzie în anumite condiții ecuația (3.1) va fi reprezentată printr-o nomogramă în spațiu cu puncte coplanare.

Folosind ecuațiile scărilor variabilelor și din condiția de coplanaritate a patru puncte, rezultă :



Planşa 1 — Nomograma relaţiei : $\omega = bh + h^2 \operatorname{ctg} \Theta$.



Planşa 2 — Nomograma relaţiei : $P = b + 2h\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \Theta}$

$$\begin{vmatrix} 1 & f_1(u) & g_1(u) & h_1(u) \\ 1 & f_2(v) & g_2(v) & h_2(v) \\ 1 & f_3(w) & g_3(w) & h_3(w) \\ 1 & f_4(t) & g_4(t) & h_4(t) \end{vmatrix} = 0 \qquad (3.2)$$

o relaţie între funcţiile care intră în ecuaţiile scărilor.

Dacă se poate găsi o ecuaţie de forma (3.2) care conţine toate soluţiile ecuaţiei (3.1), atunci se poate construi pentru ecuaţia (3.1) o nomogramă în spaţiu cu puncte coplanare.

Ecuaţia (3.2) este o extindere a determinantului Soreau de la ecuaţiile cu trei variabile la ecuaţiile cu patru variabile. Urmează să se găsească metode proiective care să transforme nomograma din spaţiu într-o nomogramă plană.

§ 4. *Aplicaţii în practică ale formelor canonice stabilite.* În hidraulică, electrotehnică şi alte specialităţi se folosesc foarte multe relaţii cu patru variabile. Dacă aceste relaţii pot fi aduse la una din formele canonice stabilite teoretic, atunci se va putea scrie imediat determinantul Soreau după care urmează construirea nomogramei.

De exemplu, în corectarea torenţilor se foloseşte pentru calculul suprafeţei udate în canalele cu secţiuni trapezoidale sau dreptunghiulare, formula :

$$\omega = b \cdot h + h^2 \cdot \operatorname{ctg} \Theta \qquad (4.1)$$

În baza formelor canonice de la § 2, se poate constata că formula (4.1) este de forma canonică — IV, în care $f_1(u) \equiv \omega$; $f_{34}(w,t) \equiv 1$; $f_2(v) \equiv b$; $g_{34}(w,t) \equiv -h$ şi $h_{34}(w,t) \equiv -h^2 . \operatorname{ctg} \Theta$. Determinantul (2.6) pentru (4.1), va fi :

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & A \\ 1 & 1 & b \\ 1 & \frac{1}{1-\frac{1}{h}} & -\frac{m \cdot h}{1-\frac{1}{h}} \end{vmatrix} = 0, \text{ unde } m = \operatorname{ctg} \Theta, \qquad (4.2)$$

iar nomograma respectivă este arătată în planşa 1.

Pentru calculul perimetrului udat se foloseşte formula :

$$P = b + 2h\sqrt{1+m^2}, \text{ unde } m = \operatorname{ctg} \Theta \qquad (4.3)$$

Această formulă este de ordinul IV de nomografiere forma II § 1. Nomograma respectivă este arătată în planşa 2.

Résumé

L'ouvrage apporte des contributions théoriques concernant les ordres de nomographication des fonctions á quatre variables et les formes canoniques corespondantes.

On traite les nomogrammes composées à points alignés, ainsi que les formes canoniques et les nomogrammes a champ binaire pour les fonctions à quatre variables.

On fait également une extension de l'équation Soreau pour les fonctions á quatre variables, et des applications dans la hydraulique à quelques formes canoniques.

Резюме

Работа приносит теоретический внос в звязи с степенями номографирования производных с четырмя переменными и соответствующие им канонические формы. Следует потом сложные номограммы с бинарными точками, а также и канонические формы и номограммы с бинарным полем для производных с четырмя переменными.

Производится и расширения уравнения „Сорен" для производных с четырмя переменными и применение в гидравлике в некоторых канонических формах.

Bibliografie

1. L. BAL şi FR. RADO : *„Lecţii le nomografie"*. Ed. tehnică Bucureşti 1956.
2. J. C. BELGRANO : *„Tratado de nomografie"*. Instituto tecnico de la construccion y del cemento — Madrid, 1953.
3. A. GIET : *„Abaques ou nomogrammes"* — Paris 1954.
4. ST. A. MUNTEANU şi MARIA VIDRAŞCU : *Asupra nomografierii unor funcţii cu patru variabile din domeniul hidraulicii canalelor"* Studii şi cercetări de mecanică aplicată, anul XIV — 1963 — Ed. Acad. R.P.R.
5. M. V. PENTKOVSKI : *„Nomografia"*. (Trad. din limba rusă) Ed. teh. Buc. 1952.

STUDIUL ETANŞEITĂŢII HIDRAULICE A ELEMENTULUI POMPEI DE INJECŢIE PRIN MODELARE PLANĂ

BENCHE VIŢCTOR

Etanşeitatea sistemului cilindru-piston al elementului pompei de injecţie determină în mare măsură buna desfăşurare a procesului de ardere în motorul cu aprindere prin comprimare.

La presiunile ridicate pe care trebuie să le asigure pompa de injecţie, prin jocul dintre piston şi cilindru (de ordinul a 1,5 — 3 μm) au loc scăpări de combustibil care pot reprezenta o fracţiune importantă faţă de cantitatea de combustibil injectat.

Debitul de combustibil care scapă prin jocul dintre bucşă (cilindru) şi corpul cilindric al pistonului (partea de etanşare), în cazul regimului laminar, pentru situaţia echilibrării radiale perfecte a pistonului, poate fi determinat cu relaţia

$$Q_L = \frac{\pi D p \delta^3}{12 \eta L} = \frac{\pi D}{12 L} A, \qquad (1)$$

în care

D este diametrul nominal al ajustajului piston-bucşă ;

p — suprapresiunea combustibilului ;

δ — jocul diametral ;

η — viscozitatea dinamică a combustibilului ;

L — lăţimea axială a jocului ;

$A = \frac{p \delta^3}{\eta}$ — coeficientul de etanşare hidraulică.

Determinarea scăpărilor de combustibil prin jocul dintre bucşă şi partea de tip sertar a pistonului constituie o problemă complexă, la rezolvarea căreia trebuie să se ţină seama de forma specială a pistonului-sertar şi de poziţia sa în raport cu orificiile din bucşa elementului.

Pentru un raport obişnuit $\frac{D}{\delta}$ = 1000 — 10.000 modelarea în plan a mişcării combustibilului prin jocul dintre bucşa şi pistonul-sertar al elementului este justificată, influenţa curburii fiind insensibilă.

Considerarea curgerii ca avînd loc între două plăci paralele foarte apropiate (suprafețele cilindrice ale pistonului-sertar și bucșei desfășurate pe un plan orizontal) permite studiul etanșeității hidraulice a elementului pe baza modelului său plan, cu metodele analitice sau experimentale proprii mișcărilor potențiale plane.

Considerînd modelul plan al unui element cu piston-sertar cu muchie profilată elicoidală în jos (începutul injecției fix, sfîrșitul injecției va-

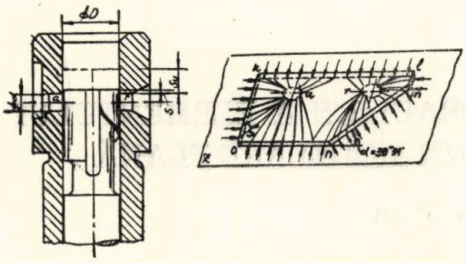
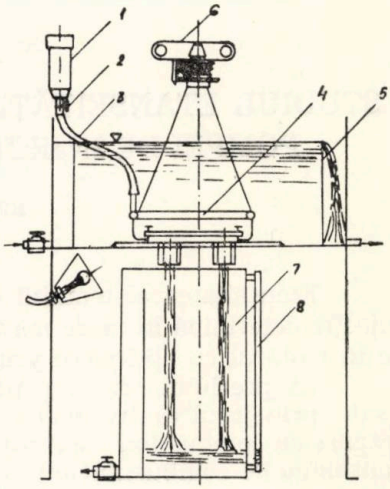


Fig. 1. Elementul împerecheat al pompei de injecție U24FS4-8×10 și suprafața pistonașului cu spirala desfășurată (scara 2:1).



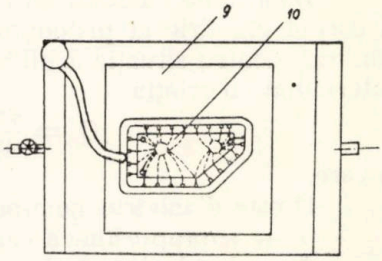


Fig. 2. Instalația pentru modelarea hidraulică.

1 — Rezervor cu lichid colorat ; 2 — Robinet; 3 — Furtun de cauciuc; — 4 — Colectorul de alimentare al injectoarelor; 5 — Deversor; 6 — Aparat fotografic ; 7 — Vas etalonat pentru măsurări de debit ; 8 — Sticlă de nivel ; 9 — Placă din plexiglas cu două orificii; 10 — Modelul plan al pistonului pompei de injecție, la scară geometrică (10:1); din plexiglas.

riabil) imaginea mișcării este următoarea (fig. 1) : lichidul pătrunde cu presiune ridicată între suprafețele plane ζ și z, după conturul complex k l m n o, scurgîndu-se prin orificiile a și r din planul z.

Curgerea este laminară, valoarea medie a vitezei este proporțională cu gradientul de presiune.

$$\overline{V} = -k \frac{\partial p}{\partial n} = -k \operatorname{grad} p, \tag{2}$$

fluidul se consideră incompresibil (ρ = const.) și în mișcare permanentă

$$\operatorname{div.} \overline{V} = 0, \tag{3}$$

presiunea satisface aceeași relație ca și potențialul de viteză (ecuația lui Laplace caracteristică pentru curgerea potențială plană)

$$\Delta p = 0, \tag{4}$$

deci curgerea este potențială iar presiunea este continuă și bine definită.

Prin urmare, în cazul în chestiune apare o mișcare plană a lichidului spre două orificii, posedînd un potențial constant, stabilit după un contur complex (k l m n o) care permite, datorită analogiei cu potențialul de viteză al curgerilor fără frecare interioară, reproducerea liniilor de curent printr-o experiență de curgere în care predomină frecarea interioară, după metoda experimentală Helle — Shaw.

În acest scop autorul a construit o instalație (fig. 2) în care pe baza unui model plan transparent s-au putut vizualiza firele de curent, cu ajutorul unui număr suficient de mare de injectoare fine din care iese un lichid colorant (hipermanganat de potasiu).

Modelul plan al pistonului-sertar 10, confecționat din plexiglas la scară geometrică (10 : 1) se poate așeza în diverse poziții față de orificiile din placa transparentă 9, corespunzător unghiului său de rotire și poziției relative din bucșa elementului.

În fig. 10 sînt arătate fotografii făcute cu ajutorul acestei instalații.

Pentru definirea analitică a mișcării s-au încercat mai multe metode bazate în special pe principiul reprezentării conforme și pe proprietățile funcțiilor analitice de o variabilă complexă.

Utilizînd teorema lui Riemann, un domeniu simplu-conex avînd ca frontiere exterioare conturul suprafeței desfășurate a pistonului din planul ζ se poate reprezenta conform pe domeniul din planul z, avînd ca frontiere exterioare un cerc. Reprezentarea trebuind să se realizeze cu ajutorul unei funcții unice atît a domeniilor între ele cît și a conturului însuși pe cerc iar limitele fluidului în mișcare fiind conturate de forme geometrice care nu pot fi exprimate printr-o funcție simplă, s-a propus aproximarea conturului k l m n o printr-un dreptunghi sau printr-o elipsă a căror reprezentare pe un cerc se poate realiza cu ajutorul funcțiilor eliptice.

Transformînd în acest mod conturul k l m n o într-un cerc din planul z, pentru debitul care se scurge printr-un orificiu se poate utiliza expresia debitului sursei plane negative :

$$Q = \frac{2\pi C p}{\ln \frac{R}{r}} \tag{5}$$

unde C este un coeficient care ține cont de viscozitatea lichidului și mărimea jocului ;

R, r — raza conturului circular și raza orificiului.

Formula (5) este foarte aproximativă și face abstracție de existența celui de-al doilea orificiu din bucșa elementului.

Utilizînd metoda de reprezentare a contururilor poligonale Schwartz — Christoffel, aria închisă în conturul poligonal al pistonului-sertar desfăşurat din planul ζ se poate reprezenta pe un semiplan z, în baza funcţiei de transformare :

$$\zeta = c\int_{z_0}^{z} (z_1 - z)^{-\frac{\alpha_1}{\pi}} \cdot (z_2 - z)^{-\frac{\alpha_2}{\pi}} \cdot (z_3 - z)^{-\frac{\alpha_3}{\pi}} \cdots (z_n - z)^{-\frac{\alpha_n}{\pi}} \cdot dz, \qquad (6)$$

în care $z_1, z_2 \ldots z$ sînt constante reale în număr egal cu numărul laturilor poligonului din planul ζ şi aşezate în ordinea $z_1\, z_2 \ldots z_n$ iar $\alpha_1, \alpha_2 \ldots \alpha_n$ sînt unghiurile exterioare formate de cîte două laturi consecutive ale poligonului. Constantele de integrare se determină prin condiţiile de corespondenţă.

Soluţia care se obţine prin această metodă nu este satisfăcătoare, debitul de combustibil rezultînd independent de poziţia orificiului faţă de conturul desfăşurării pistonului-sertar — fapt infirmat de către experienţe.

O imagine mai apropiată de realitate a mişcării s-a obţinut pornind de la următoarele considerente :

— Într-o primă aproximaţie se asimilează curgerea printr-un orificiu din bucşa elementului unei mişcări datorită a două izvoare egale şi de sensuri contrarii (fig. 3) : în a, respectiv r, cel negativ iar la o distanţă egală h de conturul linie dreaptă al alimentării kl, respectiv m n, cel pozitiv a', respectiv r' ;

— Se ia în consideraţie numai curentul din partea cea mai apropiată de orificiu a conturului de alimentare ; lungimea liniilor drepte ale alimentării (k l, respectiv m n) se consideră infinită ; se face abstracţie de influenţa celorlalte laturi ale conturului (l m, n o, o k) ;

— Se apreciază că interacţiunea curenţilor celor două orificii este neînsemnată.

Potenţialul complex al mişcării este :

$$f(z) = \frac{Q}{2\pi} \ln \frac{z-a}{z+a} = \frac{Q}{2\pi} \ln \frac{r_1 e^{i\Theta_1}}{r_2 e^{i\Theta_2}} = \frac{Q}{2\pi}\left[\ln \frac{r_1}{r_2} + i(\Theta_1 - \Theta_2)\right]. \qquad (7)$$

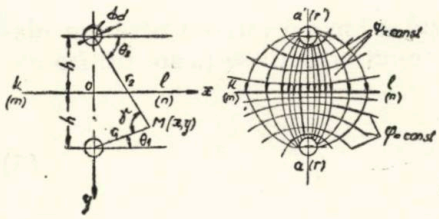


Fig. 3. Relativ la deducerea formulei debitului prin metoda izvoarelor.

Funcţia de curent este

$$\psi = \frac{Q}{2\pi}(\Theta_1 - \Theta_2), \qquad (8)$$

iar funcţia de potenţial

$$\varphi = \frac{Q}{2\pi} \ln \frac{\sqrt{x^2 + (h-y)^2}}{\sqrt{x^2 + (h+y)^2}} + C. \qquad (9)$$

Construcţia spectrului mişcării se poate face dînd lui φ şi ψ diferite valori constante, diferind între ele prin aceeaşi diferenţă $\Delta\varphi = \Delta\psi$. Liniile echipotenţiale şi liniile de curent au ecuaţiile respective.

$$\frac{r_1}{r_2} = \mu = \text{const}, \ \Theta_1 - \Theta_2 = \gamma = \text{const}.$$

Liniile de curent sînt cercurile care trec prin a', a, respectiv r', r care sînt locurile geometrice din care se vede segmentul 2h sub un unghi constant γ.

Liniile echipotenţiale se obţin exprimînd raportul $\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 = \mu^2$:

$$x^2 + (h - y)^2 = \mu^2 [x^2 + (h + y)^2],$$

de unde :

$$x^2 + y^2 + 2h \frac{\mu^2 + 1}{\mu^2 - 1} y + h^2 = 0.$$

Acestea sînt cercurile lui Apollonius ($\mu < 1$), centrele lor aflîndu-se pe axa Oy, în punctele date de

$$y_o = h \frac{\mu^2 + 1}{\mu^2 - 1},$$

iar raza este

$$\rho^2 = y_o^2 - h^2.$$

Viteza complexă :

$$\overline{w} = \frac{\partial f}{\partial z} = \frac{Q}{2\pi} \left(\frac{1}{z - h} - \frac{1}{z + h} \right) = \frac{Qh}{\pi (z^2 - h^2)} = \frac{Qh}{\pi r_1 r_2} e^{-i(\Theta_2 + \Theta_2)}.$$

Mărimea absolută a vitezei este deci :

$$|v| = \frac{Qh}{\pi r_1 r_2}.$$

Liniile echipotenţiale (cercurile lui Apollonius) au ca axă radicală comună însăşi axa Ox, pe care se găseşte conturul în linie dreaptă al alimentării, ceea ce corespunde condiţiei puse : linia k l, respectiv m n, este izobară şi echipotenţială.

Punînd condiţia

$$\varphi = k p_x, \tag{10}$$

se obţine

$$p_x = \frac{\varphi}{k} = \frac{Q}{2\pi k} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (h - y)^2}{x^2 + (h + y)^2}} + C', \tag{11}$$

unde p_x este presiunea mediului lichid iar k — un coeficient de proporţionalitate.

Pentru determinarea constantei C' se pune condiţia că pentru punctul $x = 0$, $y = 0$, $p_x = p$. Se obţine $C' = p$.

Pentru determinarea debitului orificiului, se pune în ecuaţia (11) condiţia :

$$x = 0, \ y = h - \frac{d}{2}, \ p_x = 0.$$

Se obţine :

$$p = \frac{Q}{2\pi k} \ln \frac{2h - \frac{d}{2}}{\frac{d}{2}}, \qquad Q = \frac{2\pi k p}{\ln\left(\frac{4h}{d} - 1\right)}. \tag{12}$$

Comparînd (12) cu (1), se pune condiţia

$$k = \frac{\delta^3}{12\eta}, \tag{13}$$

şi

$$Q = \frac{\pi p \delta^3}{6\eta \ln\left(\frac{4h}{d} - 1\right)} = \frac{\pi A}{6 \ln\left(\frac{4h}{d} - 1\right)}. \tag{14}$$

Pentru orificiul de admisie :

$$h = s + \frac{d}{2} \text{ şi } Q_a = \frac{\pi A}{6 \ln\left(\frac{4s}{d} - 1\right)}. \tag{15}$$

Pentru orificiul de refulare :

$$h = (S_u - S)\cos\alpha + \frac{d}{2} \text{ şi } Q_r = \frac{\pi A}{6 \ln\left[\frac{4(S_u - S)\cos\alpha}{d} + 1\right]}. \tag{16}$$

S-au făcut notaţiile :

s — distanţa de la capul pistonului pînă la punctul superior al orificiului din bucşa elementului, pentru o poziţie dată a pistonului (cursa pistonului) ;

s_u — cursa utilă a pistonului (ea începe în momentul în care pistonul pompei a închis orificiul de alimentare şi durează pînă în momentul în care rampa elicoidală a pistonului-sertar deschide orificiul de descărcare către rezervor) ;

d — diametrul orificiului din bucşa elementului ;

α — unghiul de pantă al muchiei elicoidale.

Pe baza formulelor aproximative (15) şi (16) s-au trasat curbele de debit $\frac{Q}{A}(s)$ (scăpările prin jocul dintre piston şi bucşă) pentru elementul P24 — 15 — 1 al pompei de injecţie U24FS4 — 8x10 care echipează motorul tractorului U-650 (figurile 7, 8 şi 9, curbele cu linie întreruptă), pentru d = 2,5 mm şi în ipotezele d = 2 mm, şi d = 3 mm.

Pentru a obţine o imagine mai exactă a mişcării combustibilului prin jocul dintre pistonul-sertar şi bucşă şi a corecta formulele (15), (16) prin considerarea participării tuturor liniilor conturului de alimentare şi a interacţiunii reciproce a curenţilor spre orificiile din bucşa elementului, autorul a utilizat o metodă experimentală bazată pe analogia electrohidrodinamică.

Aparatul construit în acest scop (figura 4) modelează în plan printr-un conductor din aluminiu conturul desfășurării pistonului-sertar 7 și prin două miezuri de aluminiu 8, orificiile bucșei (la scara 10 : 1). În cuva formată din conturul lipit pe o placă de sticlă s-a introdus un electrolit (apă curată și apă sărată în diverse concentrații) într-un strat de grosime 5 mm. Un cursor 9, două șine de ghidare 10 și o riglă gradată permite fixarea rapidă și precisă a poziției orificiilor (miezurilor) față de conturul 7.

S-a stabilit un circuit care unește conturul cu miezurile prin electrolit, alimentat de un redresor cu 6 volți. Cu ajutorul unui potențiometru

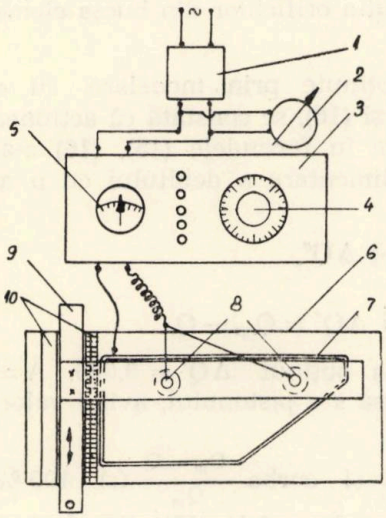


Fig. 4. Analogia electrohidrodinamică.

1 — Redresor de alimentare; 2 — Voltmetru; 3 — Potențiometru; 4 — Cursor circular; 5 — Galvanometru de zero; 6 — Placă de sticlă; 7 — Cuvă al cărei contur din Al modelează la scară geometrică (10:1), pistonul desfășurat al pompei de injecție; 8 — Miezuri din Al. modelînd la scară geometrică (10:1) orificiile din bucșa elementului; 9 — Cursor; 10 — Șine de ghidare.

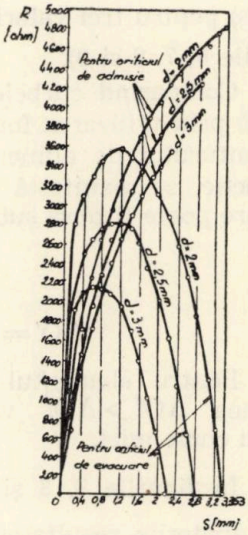


Fig. 5. Curbele rezistenței electrice a conductorului lichid.

3 și al unui galvanometru de zero 5, s-a măsurat rezistența conductorului lichid dintre rama 7 și miezurile 8, pentru diverse poziții ale acestora (figura 5).

Aparatul din figura 4, construit pe baza analogiei electrohidrodinamice, permite obținerea spectrului mișcării prin trasarea rețelei potențiale cu mult mai exact decît simpla apreciere vizuală.

Pe baza curbelor experimentale din figura 5, s-a obținut, pentru modelul plan al elementului P24-15-1 (scara 10 : 1), formula :

$$Q_m = \frac{1700 \cdot A}{R} \qquad (17)$$

unde Q_m este debitul după datele modelării electrohidrodinamice ;

R — rezistența conductorului lichid dintre ramă și miez, în ohmi.

Coeficientul de etanșare hidraulică $A = \frac{p\,\delta^3}{\eta}$ poate fi calculat luînd $p = 1{,}5$ Kgf/mm², $\eta = 4{,}9 \cdot 10^{-10}$ kg sec./mm² ($\simeq 1{,}9°$ $E_{15-20°}$), $\delta = 1{,}5 - 3$ μm.

Pe baza formulei (17) s-au trasat curbele debitului adimensional $\frac{Q_m}{A}$ (s) pentru trei valori ale diametrului orificiilor din bucșa elementului (figurile 6, 7, 8 și 9).

Comparînd curbele de debit obținute prin modelare, cu cele ce rezultă prin utilizarea formulelor (15) și (16), se constată că acțiunea liniilor conturului de alimentare, de care în formulele (15), (16) s-a făcut abstracție, se manifestă printr-o suplimentare a debitului cu o mărime ΔQ care poate fi pusă sub forma

$$\Delta Q = \Delta Q' + \Delta Q'',$$

unde

$$\Delta Q' = Q_{m \cdot a} - Q_a \quad \text{și} \quad \Delta Q'' = Q_{mr} - Q_r.$$

Pentru elementul P24-15-1 s-a obținut $\Delta Q' = 0{,}096$. $A \approx$ const. Mărimea $\Delta Q'' > \Delta Q'$ variază cu cursa s a pistonului, avînd valori mari pentru curse mici.

În figurile 7, 8 și 9 s-a trasat și curba $\frac{Q_m - Q}{Q_m}$ (s) · 100 % care arată abaterile rezultatelor obținute cu formulele (15), (16) față de cele obținute prin modelare.

Încercările făcute pe instalațiile din figura 2 și 4 au condus la concluzia că influența interacțiunii curenților îndreptați spre cele două orificii din bucșă asupra debitului de lichid este insensibilă.

Pentru determinarea influenței diametrului orificiilor din bucșa elementului asupra scăpărilor de combustibil, s-au modelat și orificii avînd diametrul de 2 mm și 3 mm în loc de 2,5 mm existent.

Rezultatele experimentărilor arată, că diametrul orificiilor influențează apreciabil asupra mărimii debitului, iar variația debitului cu modificarea diametrului orificiilor nu este aceeași pentru diferite mărimi ale cursei utile s_u. Astfel, dacă pentru cursa activă s = 1,43 mm (corespunzător pentru 64,5 cm³ motorină/min., la fiecare element al pompei de injecție U24FS4 — 8×10, la 900 impulsuri/min.) creșterea diametrului ori-

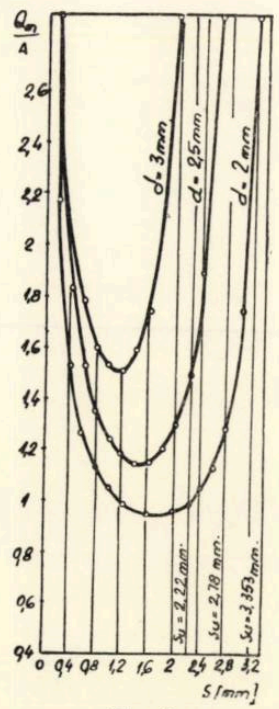


Fig. 6.

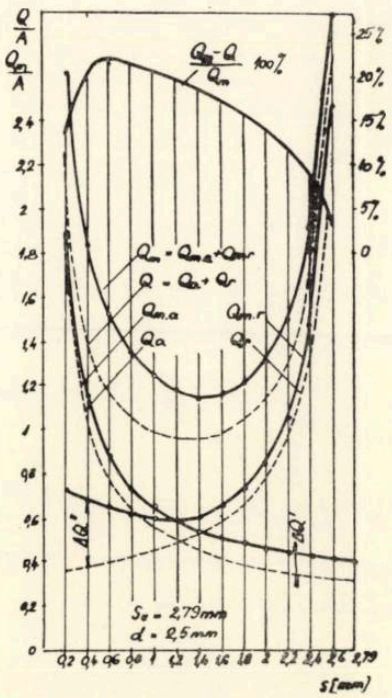


Fig. 7.

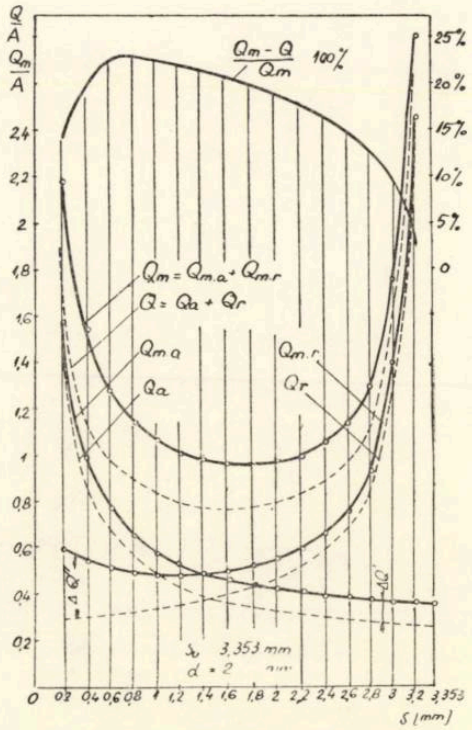


Fig. 8.

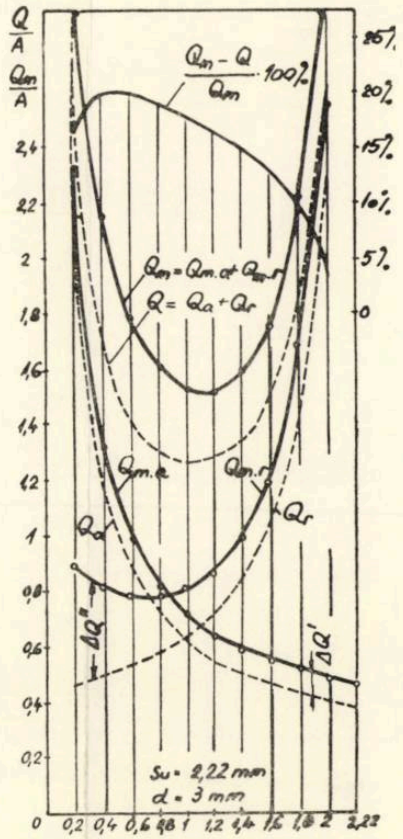
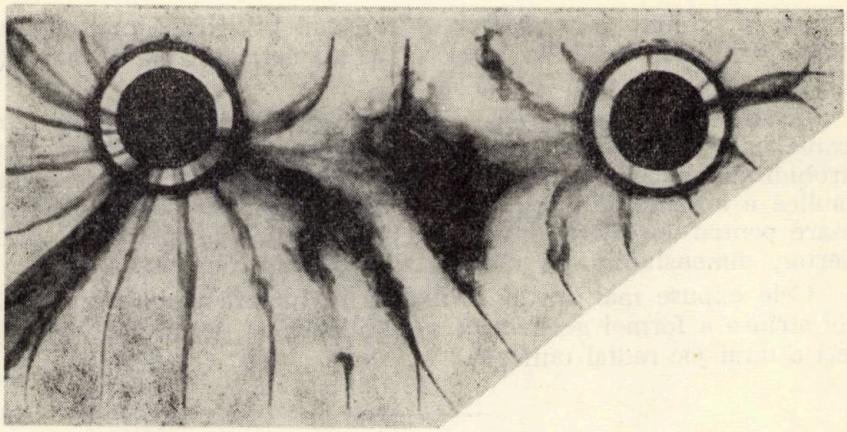


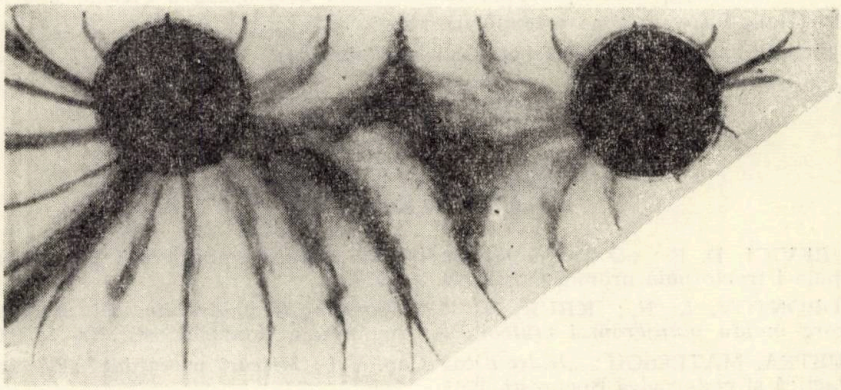
Fig. 9.

Curbele debitului de combustibil scăpat prin jocul dintre bucșa și pistonul-setar al elementului pompei de injecție U24FS4-8×10.



a

b



c

Fig. 10. Imaginea firelor de curent.

ficiilor de la 2,5 mm. ($s_u = 2,79$ mm) la 3 mm ($s_u = 2,22$ mm) conduce la creşterea debitului cu 40 %, micşorarea diametrului la 2 mm ($s_u = 3,353$ mm) coboară debitul cu 15 %.

Cercetările făcute arată, că utilizarea modelării plane permite aplicarea unor metode analitice sau experimentale (Helle-Schaw, analogii electrohidrodinamice ş. a.) pentru studiul problemelor legate de etanşarea hidraulică a ansamblului injectorului, dînd posibilitatea obţinerii datelor necesare pentru aprecierea influenţei parametrilor geometrici ai pistonului-sertar, dimensiunilor şi dispunerii orificiilor din bucşă etc.

Cele expuse mai sus sînt valabile în ipoteza respectării în limite foarte strînse a formei geometrice a cilindrului şi pistonului elementului şi deci a unui joc radial uniform.

Summary

There is performed the study of hydraulic tightness of the injection pump element U24FS4—8 × 10 based on his plan model with analytical methods (the principle of conformable representation, the analytical function properties of complex variable) and experimental methods (Helle-Shaw, electrohydrodynamical analogy), characteristic of potential, plane movements.

Резюме

В работе излагается исследование гидравлической плотности одной плунжерной пары на основе своей плоской модели пользуясь с этой целью аналитические методы (метода конформных преобразований, метода источников и стоков) и опытные методы (Helle-Shaw, метода электродинамического моделирования — ЭГДА) характеризующими плоское потенциальное движение жидкости.

Bibliografie

[1] GUREVICI, D. F.: *„O Teorii ghidravlicescoi plotnosti plunjernîh par"*. Avtomobilnaia i tractornaia promîşlenosti, Nr. 7, 1957.

[2] VORONŢOV, I. N.; KRUK, B. A.: *Zavisimostî ghidravlicescoi plotnosti ot zazora mejdu plunjerom i vtulcoi"*. Avtomobilnaia promîşlenosti, Nr. 1, 1960.

[3] CRISTEA, MATEESCU: *„Hidraulica"* Cap. VII *„Mişcări potenţiale"*, Ed. de stat didactică şi pedagogică Bucureşti, 1961.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAŞOV
Seria A — Mecanică
Vol. X — 1968

Mecanică, rezistenţa materialelor, teoria mecanismelor

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAŞOV
Series A — Mechanics
Vol. X — 1968

Theoretical mechanics, Strength of materials, Theory of mechanisms

★

BULLETIN DE L'INSTITUTE POLYTECHNIQUE — BRAŞOV
Serie A — Mecanique
Tome X — 1968

Mecanique, Rezistance des materiaux, Theorie des mecanismes

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAŞOV
Serie A — Mechanik
Band X — 1968

Mechanik, Festigkeitslehre, Getriebelehre

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
Сериа А — Механика
Том X — 1968

Теоретическая механика, сопротивление материалов, теория механисмов и машин

ASUPRA VIBRAŢIILOR PROPRII NELINIARE ALE FIRULUI ELASTIC

REDLOV TEMISTOCLE, MOŞU NICOLAE

În cele ce urmează se va studia printr-o metodă aproximativă caracterul vibraţiei proprii fundamentale, în planul vertical al liniei sale de echilibru, a unui fir greu, elastic şi perfect flexibil, suspendat în două puncte de nivel, de deschidere l, încărcat la mijloc cu o masă de dimensiuni neglijabile şi de greutate P (figura 1).

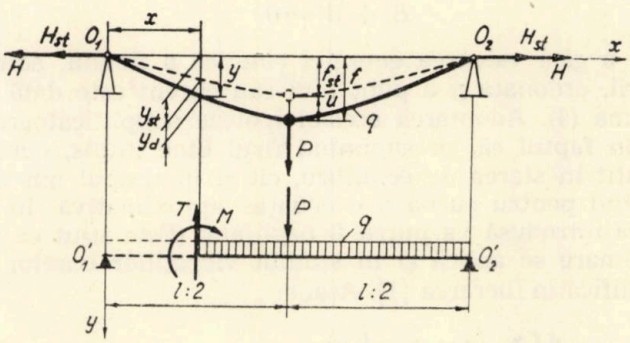


Fig. 1.

Notînd cu q greutatea unităţii de lungime şi cu Q greutatea totală a firului, avem în cazul micilor săgeţi relaţia

$$q\,l = Q = k\,P \tag{1}$$

Ordonata y_{st} a liniei de echilibru a firului este dată de cunoscuta ecuaţie

$$y_{st} = \frac{M}{H_{st}},$$

în care constanta H_{st} reprezintă proiecția orizontală a efortului static ce se dezvoltă în secțiunea curentă a firului, iar M este momentul de încovoiere din secțiunea corespunzătoare a grinzii drepte asociate curbei funiculare (grinda $O_1' O_2'$ din figura 1). Avem pentru $0 \leqslant x \leqslant l/2$:

$$M = \frac{P+Q}{2} x - \frac{1}{2} q x^2,$$

așa încît, ținînd cont de (1),

$$y_{st} = \frac{P x}{2 H_{st}} \left(1 + k - \frac{k x}{l}\right) \tag{2}$$

Săgeata statică a firului se obține făcînd relația de mai sus $x = l/2$:

$$f_{st} = \frac{(k+2) P l}{8 H_{st}} \tag{3}$$

Eliminînd H_{st} între (2) și (3), rezultă

$$y_{st} = \frac{4 f_{st} x}{(k+2) l} \left(1 + k - \frac{k x}{l}\right), \qquad 0 \leqslant x \leqslant l/2 \tag{4}$$

Pentru a studia mișcarea sistemului în jurul poziției sale de echilibru, după ce i s-a dat greutății P o deplasare verticală anumită, se aplică teorema conservării energiei, exprimînd că derivata în raport cu timpul a sumei dintre energia cinetică E_c și cea potențială de deformație, W, este nulă :

$$\dot{E}_c + \dot{W} = 0 \tag{5}$$

Pentru a găsi valoarea energiei cinetice a firului, admitem că, în timpul mișcării, ordonata y a punctului său curent este dată tot printr-o relație de forma (4). Adoptarea acestei ipoteze simplificatoare își găsește o justificare în faptul că, presupunînd firul bine întins, curbura sa este foarte mică, atît în starea de echilibru, cît și în timpul mișcării. În consecință, adoptînd pentru curba y o ecuație aproximativă în locul celei exacte, eroarea introdusă va putea fi neglijată. (Este știut că acest procedeu de aproximare se aplică și în studiul vibrațiilor barelor drepte, așa cum se exemplifică în lucrarea [1]. Așadar :

$$y = \frac{4 f x}{(k+2) l} \left(1 + k - \frac{k x}{l}\right), \qquad 0 \leqslant x \leqslant l|2 \tag{9}$$

unde f reprezintă săgeata firului în timpul mișcării.

Prin adoptarea ecuației (6), problema se reduce la studiul mișcării unui sistem ce depinde de un singur parametru, *elongația* $u = f - f_{st}$ a punctului de pe fir situat la mijlocul deschiderii.

Un punct oarecare al firului execută o deplasare verticală, a cărei valoare se obține scăzînd (4) din (6). Viteza acestui punct este

$$\dot{y}_d = \frac{4 \dot{u} x}{(k+2) l} \left(1 + k - \frac{k x}{l}\right)$$

Ţinînd cont de simetrie, energia cinetică a firului în mişcare are valoarea

$$E_Q = \frac{q}{g} \int_0^{l/2} \dot{y}_d^2 \, d x,$$

sau, luînd în considerare relaţia precedentă,

$$E_Q = \frac{\lambda P \dot{u}^2}{2 g},$$

în care

$$\lambda = \frac{k (8 k^2 + 25 k + 20)}{15 (k + 2)^2}. \tag{7}$$

Energia cinetică a sarcinii P este

$$E_p = \frac{P \dot{u}^2}{2 g}.$$

aşa încît energia cinetică a sistemului are valoarea

$$E_c = E_p + E_Q = \frac{(1 + \lambda) P \dot{u}^2}{2 g}. \tag{8}$$

Energia de deformaţie elastică a firului, corespunzătoare diferenţei $\triangle s$ dintre lungimea s a acestuia în timpul mişcării şi lungimea s_{st} în poziţia de echilibru, se poate calcula luînd pentru alungirea specifică o valoare medie (constantă în lungul firului). Aşadar :

$$W = \frac{A E (\Delta s)^2}{2 s_{st}}, \tag{9}$$

în care EA este rigiditatea la întindere.

Lungimea firului în poziţia de echilibru este dată de formula (a se vedea [3]) :

$$s_{st} = l + \frac{\Omega}{2 H_{st}^2},$$

în care factorul de încărcare Ω are valoarea

$$\Omega = \int_0^l T^2 \, d x,$$

T fiind forţa tăietoare în secţiunea curentă a grinzii asociate.

Avem :

$$\Omega = \frac{P^2 l}{12} (k^2 + 3 k + 3),$$

așa încît, ținînd cont și de (3), rezultă

$$s_{st}=l+\mu\frac{f_{st}^2}{l}, \tag{10}$$

în care

$$\mu=\frac{8}{3}\left[1-\frac{k+1}{(k+2)^2}\right]. \tag{11}$$

În virtutea ipotezei simplificatoare (6), lungimea firului în timpul mișcării poate fi calculată tot cu ajutorul formulei (10) cu deosebirea că săgeata f_{st} se înlocuiește prin f. Alungirea elastică devine în acest caz

$$\Delta s=\frac{\mu}{l}(f^2-f_{st}^2)=\frac{\mu}{l}(u^2+2f_{st}u).$$

Înlocuind în (9) și ținînd cont de (10), rezultă

$$W=\frac{\mu^2 A E(u^2+2f_{st}u)^2}{2l(l^2+\mu f_{st}^2)}. \tag{12}$$

Ecuația (5) se scrie acum după derivarea în raport cu timpul a funcțiilor (8) și (12) :

$$\ddot{u}+2\omega^2(u^3+3f_{st}u^2+2f_{st}^2u)=0, \tag{13}$$

în care

$$\omega^2=\frac{\mu^2}{1+\lambda}\cdot\frac{gAE}{Pl(l^2+\mu f_{st}^2)}\approx\frac{\mu^2}{1+\lambda}\cdot\frac{gAE}{Pl^3}. \tag{14}$$

Înmulțind ecuația (13) cu du și notînd cu $v=\dot{u}$ viteza în mișcarea verticală a mijlocului firului, se obține

$$v\,dv=-2\omega^2(u^3+3f_{st}u^2+2f_{st}^2u)\,du$$

și prin integrare

$$v^2=C-\omega^2u^2(u+2f_{st})^2.$$

Considerînd că la momentul $t=0$ elongația are valoarea maximă a și că vitezele punctelor firului sînt nule, rezultă pentru constanta de integrare valoarea

$$C=\omega^2a^2(a+f_{st})^2.$$

Așadar :

$$v=\pm\omega\sqrt{a^2(a+2f_{st})^2-u^2(u+2f_{st})^2}, \tag{15}$$

semnul + luîndu-se pentru mișcarea în sens descendent.

Trecînd prin poziția de echilibru static ($u=0$), mijlocul firului are viteza

$$v_0=\pm\omega a(a+2f_{st}). \tag{16}$$

Dintre cele patru rădăcini ale ecuației $v = 0$ prezintă interes doar două :

amplitudinea pozitivă ... $u_{max} = a$, (17)

amplitudinea negativă, independentă de k ...

$$\ldots u_{min} = b = -f_{st} + \sqrt{f_{st}^2 - 2af_{st} - a^2} < 0, \tag{18}$$

cu condiția

$$-f_{st}(1+\sqrt{2}) \leqslant a \leqslant f_{st}(-1+\sqrt{2}).$$

Considerînd acum că la momentul inițial mijlocul firului este situat la distanța $u'_{min} = b' < 0$ în raport cu poziția lui de echilibru, se găsește ca mai sus că viteza se anulează din nou cînd u atinge valoarea

$$u'_{max} = -f_{st} + \sqrt{f_{st}^2 - 2b'f_{st} - b'^2}$$

Egalînd b' cu elongația minimă dată de (18) se găsește că $u'_{max} = a$, ceea ce demonstrează că mișcarea sistemului are un caracter periodic. Vibrațiile proprii ale firului sînt în acest caz neliniare, așa cum exprimă ecuația diferențială (13).

Semiperioada mișcării vibratorii urmează a se determina prin integrarea ecuației (15) între limitele a și b. Perioada are așadar valoarea

$$\tau = \frac{2}{\omega}\int_b^a \frac{du}{\sqrt{a^2(a+2f_{st})^2 - u^2(u+2f_{st})^2}} \tag{19}$$

Integrala din (19) fiind eliptică, soluția problemei va putea fi găsită cu aproximație prin metodele grafice sau numerice cunoscute.

EXEMPLU NUMERIC. Se dă : $l = 200$ m $f_{st} = 3$ m, $a = 0{,}20$ m, $P = 250$ kgf, $AE = 2{,}7 \cdot 10^6$ kgf, $k = 1{,}2$. Cu ajutorul formulelor (7), (11), (14) și (18) se obține :

$$\lambda = 0{,}48 \quad ; \quad \mu = 2{,}1 \quad ; \quad \omega = 0{,}199\, m^{-1} s^{-1} \quad ; \quad b = -0{,}21\, m.$$

Calculînd valorile unei sarcini concentrate statice, capabilă să producă săgețile $f_a = f_{st} + a = 3{,}20$ m, și $f_b = f_{st} + b = 2{,}79$ m, se găsește $P_a = 288$ kgf, respectiv $P_b = 212$ kgf. Această sarcină variază între limite relativ apropiate, ceea ce justifică în parte adoptarea ipotezei (6).

Ne propunem să calculăm integrala definită din (19) prin metoda trapezelor. Se observă însă că funcția de sub semnul de integrare devine infinită la extremitățile intervalului (b, a), deoarece numitorul acestei funcții este proporțional cu viteza v. Dificultatea se înlătură, așa cum se recomandă în [2], admițînd că în apropierea extremităților intervalului (b, a) accelerația $\ddot{u}$ este constantă.

Alegînd drept limite de integrare lungimile $b_1 = -0{,}195$ m și $a_1 = +0{,}185$ m, se găsește pentru integrala din (19) valoarea $I = 0{,}390$ m^{-1}, fracțiunea corespunzătoare a perioadei fiind

$$\tau_1 = \frac{2I}{\omega} = 3{,}92 \text{ s.}$$

În mişcarea ascendentă de la $u_{max} = a$ pînă la $u = a_1$ valoarea accelerației se obține din (13) luînd $u = a$:

$$\ddot{u}\, a = -2\omega^2 (a^3 + 3 f_{st}\, a^2 + 2 f_{st}^2\, a) = -0{,}314 \text{ m/s}^2;$$

întrucît lungimea deplasării este $\triangle\ u = a_1 - a = -0{,}015$ m, rezultă durata

$$\tau_a = \sqrt{\frac{2\,\Delta u}{\ddot{u}_a}} = 0{,}31 \text{ s.}$$

În mod analog se calculează durata deplasării în lungul intervalului (b, b_1):

$$\ddot{u}_b = +0{,}268 \text{ m/s}^2;\ \tau_b = 0{,}33 \text{ s.}$$

Durata unei vibrații complete este așadar

$$\tau = \tau_1 + 2(\tau_a + \tau_b) = 5{,}2 \text{ s.}$$

Résumé

On recommande une méthode approximative pour l'étude de la vibration propre fondamentale d'un fil lourd, élastique et parfaitement flexible, suspendu en deux points de niveau et chargé au milieu d'une masse concentrée.

Резюме

Рекомендуется приблизительный метод для изучения фундаментальной собственной вибрации тяжёлой, эластичной и совершенно гибкой нити подвешанной в двух точках того же уровня и нагружённой в середине концертрированной массой.

Bibliografie

1. BELEAEV, N. M.: *Rezistența materialelor*, vol. II. Ed. tehnică, București, 1956 (traducere din limba rusă).
2. TIMOSHENKO, S.: *Théorie des vibrations*, Libr. Ch. Béranger, Paris et Liège, 1947.
3. REDLOV, T.: *Fire elastice*, Ed. did. și pedag., București, 1962.

ASUPRA ÎNCOVOIERII OBLICE PLASTICE PURE A SECŢIUNILOR FORMATE DIN DOUĂ LATURI ORTOGONALE CU PEREŢI SUBŢIRI *

I. DEUTSCH

GENERALITĂŢI

În lucrarea [1] s-a dedus expresia momentului de îndoire şi relaţia înclinării axei neutre pentru cazul unor secţiuni transversale de formă simplă ca cea dreptunghiulară, triunghiulară, eliptică, în formă de I şi altele, pentru starea de încovoiere oblică plastică pură. Ca o continuare în lucrarea de faţă se examinează cazul secţiunilor formate cu aproximaţie din două linii materiale drepte, ce se întîlnesc sub un unghiu drept, avînd drept cazuri particulare corniera şi profilul ⊤ simetric.

Determinarea momentului de îndoire prezintă un interes în studiul proceselor tehnologice de îndoire şi de îndreptare a barelor, precum şi la calculul de rezistenţă a elementelor de construcţii după metoda stărilor limită.

Lucrarea de faţă constituie o analiză teoretică a stărilor limită plastice pure, stabilindu-se expresia momentului de îndoire şi înclinarea axei neutre pentru categoria profilelor în ⊤ nesimetrice supuse la încovoiere pură.

Materialul barei a fost considerat omogen şi tenace, avînd curba caracteristică la compresiune de aceeaşi formă ca şi la tracţiune, cu aceeaşi rezistenţă de curgere σ_c, cu un palier de curgere pronunţat, ceea ce a permis adoptarea pentru calcule a unei curbe caracteristice schematizate prin două drepte cu modul de plasticitate nul.

De asemenea s-a admis că în timpul solicitării secţiunea transversală îşi modifică forma şi dimensiunile iniţiale într-o mică măsură, pereţii

---

*) Lucrare susţinută la sesiunea ştiinţifică a Institutului politehnic Braşov, în decembrie 1968.

profilului fiind suficient de stabili, ipoteză ce concordă cu realitatea la un raport relativ de dimensiuni de felul celui al profilelor laminate.

Pentru generalitate aripile orizontale s-au admis de lungimi diferite, anume a > b (figura 1).

În dependenţă de dimensiunile profilului şi de înclinarea momentului încovoietor pierderea capacităţii de rezistenţă se realizează fie într-o stare pur plastică, atunci cînd în dreptul fiecărui punct al zonei întinse şi a celei comprimate din secţiune efortul unitar este egal cu cel de curgere, fie într-o stare elasto-plastică, atunci cînd în vecinătatea locului de întîlnire a aripii verticale cu cea orizontală există încă tensiuni mai

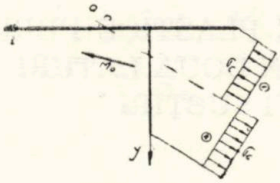


Fig. 1.

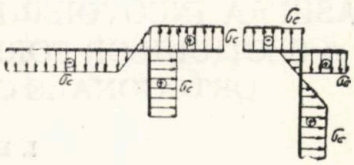


Fig. 2.

mici, decît cea corespunzătoare limitei de curgere, în schimb şi-a pierdut capacitatea de rezistenţă fie aripa verticală, fie cele orizontale ale profilului (figura 2).

Problema propusă a fost studiată cu ajutorul ecuaţiilor de echivalenţă dintre momentul încovoietor aplicat M şi suma eforturilor unitare repartizate pe cuprinsul secţiunii transversale :

$$\int_A \sigma\, dA = 0 \; ; \; \int_A \sigma\, z dA = M_y \; ; \; \int_A \sigma\, y dA = M_z \, , \tag{1}$$

unde s-a notat cu M_y şi M_z componentele momentului încovoietor. Totodată s-a cercetat şi posibilitatea realizării stărilor limită prin dezvoltarea stării elastice într-o stare elastico-plastică sau plastică-pură.

Dacă se notează cu A_1 aria zonei întinse a secţiunii iar cu A_2 a celei comprimate (figura 3) în starea plastică pură, cînd $\sigma = \sigma_c$ în orice punct al secţiunii transversale, rezultantele eforturilor unitare din fiecare zonă sînt egale respectiv cu :

$$R_1 = \sigma_c A_1 \; ; \; R_2 = \sigma_c A_2 \, , \tag{2}$$

avînd punctele de aplicaţie în centrele de greutate G_1 şi G_2 ale celor două zone şi fiind paralele cu axa longitudinală a barei.

Astfel, cele trei ecuaţii de echivalenţă (1) devin :

$$\begin{aligned} &R_1 - R_2 = 0 \, ; \\ &R_1 z_{G1} + R_2 z_{G2} = M_o \sin\alpha \, : \\ &R_1 y_{G1} + R_2 y_{G2} = M_o \cos\alpha \, , \end{aligned} \tag{3}$$

unde coordonatele z_G şi y_G se referă la centrele de greutate ale zonelor.

Din acest sistem de relaţii se desprind următoarele observaţii :

— Dacă materialul barei are aceeaşi limită de curgere la tracţiune şi la compresiune, atunci aria zonei întinse este egală cu cea a zonei comprimate :

$$A_1 = A_2. \tag{4}$$

— Eforturile interioare R_1 şi R_2 fiind egale şi de sens contrar se reduc la un cuplu de forţe

$$M_o = R_1 \cdot \overline{G_1G_2} = R_1 \sqrt{(z_{G1} + z_{G2})^2 + (y_{G1} + y_{G2})^2}. \tag{5}$$

— Suportul momentului M_o este perpendicular pe dreapta G_1, G_2 şi este diferit de obicei de axa neutră. Între înclinarea momentului şi coordonatele centrelor de greutate ale celor două zone, există relaţia :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{z_{G1} + z_{G2}}{y_{G1} + y_{G2}}. \tag{6}$$

Consideraţii asupra secţiunii nesimetrice în formă de ⊤

Fie o secţiune nesimetrică în formă de ⊤ ca în figura 4, avînd grosimea aripilor mică în comparaţie cu lungimile acestora. Se notează cu t grosimea aripilor orizontale iar cu d a celei verticale.

La o solicitare de încovoiere oblică plastică pură, axa neutră trebuie să împartă secţiunea în două părţi de aceeaşi suprafaţă, conform primei ecuaţii de echivalenţă. Această condiţie se realizează fie prin intersecţia axei neutre cu *două aripi* ale profilului, ceea ce constituie cazul general, fie la limită, prin intersecţia *unei singure aripi*. Se denumesc punctele de intersecţie ale axei neutre cu aripile profilului *puncte neutre*. Poziţia acestora, determinată de coordonatele u şi v, defineşte poziţia axei neutre.

În cazul profilelor cu contur deschis pentru o anumită înclinare a momentului încovoietor axa neutră poate intersecta numai o singură ari-

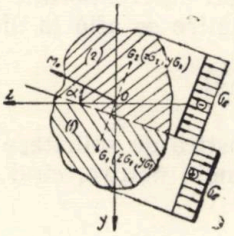


Fig. 3.

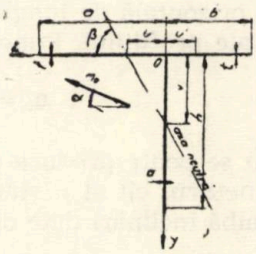


Fig. 4.

pă a profilului. Pentru satisfacerea primei ecuaţii de echivalenţă acest punct trebuie să împartă profilul în două zone de aceeaşi arie. Întrucît poziţia acestui punct depinde doar de dimensiunile secţiunii, nu şi de înclinarea momentului încovoietor, acest punct s-a denumit *punct neutru fix* sau *punct de înjumătăţire*.

Axa neutră poate intersecta două laturi, întîlnind latura verticală şi cea orizontală lungă, cînd este necesar ca

$$u + v\frac{d}{t} = \frac{1}{2}\left(a - b + h\frac{d}{t}\right), \tag{7}$$

sau latura verticală şi cea orizontală scurtă, cînd

$$u' + v\frac{d}{t} = \frac{1}{2}\left(-a + b + h\frac{d}{t}\right). \tag{8}$$

Rezultă că pentru oricare dintre poziţiile axei neutre la un anumit profil suma $u + v\frac{d}{t}$ este o mărime constantă, ceea ce înseamnă că unei creşteri cu Δv a coordonatei v îi corespunde o micşorare cu Δu a coordonatei u şi invers, căci prin diferenţiere se obţine :

$$\Delta u = -\frac{d}{t}\Delta v \text{ şi } \Delta u' = -\frac{d}{t}\Delta v. \tag{9}$$

Întrucît suma $u + v\frac{d}{t}$ trebuie să fie pozitivă, rezultă din (8) că axa neutră poate intersecta latura orizontală scurtă numai dacă

$$h\frac{d}{t} > a - b.$$

În funcţie de dimensiunile aripilor profilului şi de existenţa unui punct de înjumătăţire se pot distinge trei categorii de secţiuni în formă de ⊤, după cum urmează (fig. 5) :

1. *Profile cu punct de înjumătăţire pe latura orizontală* a profilului, dacă

$$h\frac{d}{t} < a - b, \tag{10}$$

cînd latura orizontală de lungime „a" este mare în comporaţie cu celelalte două aripi ale profilului. Punctul de înjumătăţire se află la distanţa

$$u_o = \frac{1}{2}\left(a - b - h\frac{d}{t}\right).$$

În acest caz se poate produce atît o stare plastică de solicitare cu un singur punct neutru, cît şi o stare cu două puncte neutre, cînd axa neutră trebuie să aibă înclinări date de unghiul β

$$0 < \beta < \beta_o = \operatorname{arc\,tg}\frac{h}{u_o}.$$

În acest caz axa neutră nu poate intersecta aripa orizontală scurtă. Întrucît $0 < v < h$ şi $(u - u_o)t = (h - v)d$ rezultă că în această stare

$$u_{min} = u_o \text{ şi } u_{max} = u_o + h\frac{d}{t}.$$

În cazul particular $h\frac{d}{t} = a - b$ se obține $u_0 = 0$ și $\beta_0 = 0$, adică punctul de înjumătățire se află chiar în colțul de întîlnire a laturilor.

2. *Profile fără punct de înjumătățire*, dacă

$$a - b < h\frac{d}{t} < a + b$$

Este cazul profilelor cu aripi de lungimi apropiate. Axa neutră poate intersecta ambele aripi orizontale ale profilului, coordonatele punctelor neutre pot avea valori cuprinse între

$$0 < u < \frac{1}{2}\left(a - b + h\frac{d}{t}\right);$$

$$0 < u' < \frac{1}{2}\left(-a + b + h\frac{d}{t}\right);$$

$$0 < v < \frac{t}{2d}\left(a - b + h\frac{d}{t}\right);$$

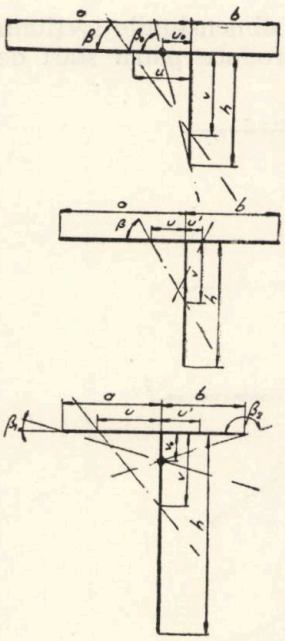


Fig. 5.

iar axa neutră poate avea orice înclinare. Do observat însă, că funcțiile v din (7) și (8) prezintă o discontinuitate la trecerea axei neutre prin poziția $\beta = 90°$. Stările de solicitare ale acestui caz pot fi grupate în două, după cum axa neutră intersectează aripa orizontală lungă sau scurtă. La limita superioară a intervalului, pentru $h\frac{d}{t} = a + b$, punctul neutru poate ocupa orice poziție pe aripa orizontală ($0 < u < a$ și $0 < u' < b$).

3. *Profile cu punct de înjumătățire pe aripa verticală a profilului*, dacă

$$h\frac{d}{t} > a + b, \tag{12}$$

adică latura verticală este mare în comparație cu cea orizontală. Punctul de înjumătățire se află la distanța

$$v_0 = \frac{1}{2}\left[h - \frac{t}{d}(a + b)\right].$$

Și în acest caz se poate produce atît o stare plastică de solicitare cu un singur punct neutru, cît și o stare cu două puncte neutre, cînd axa neutră trebuie să aibă înclinări date de relația :

$$\text{arc tg}\frac{v_0}{a} = \beta_1 < \beta < \beta_2 = \text{arc tg}\left(-\frac{v_0}{b}\right).$$

Întrucît $0 < u < a$ și $(a - u)\, t = (v - v_0)\, d$ rezultă că în această stare

$$v_{min} = v_0 \text{ și } v_{max} = v_0 + \frac{t}{d}a.$$

În cazul particular limita $h\frac{d}{t}=a+b$ se obţine $v_0=0$ $\beta_1=0$ şi $\beta_2=180$ adică punctul de înjumătăţire se află în locul de întîlnire a laturilor.

În fig. 6 se prezintă în rezumat domeniul coordonatelor punctelor neutre pentru cele trei categorii de profile.

Din cele de mai sus rezultă că în funcţie de dimensiunile secţiunii şi de orientarea momentului încovoietor, se pot produce patru stări de

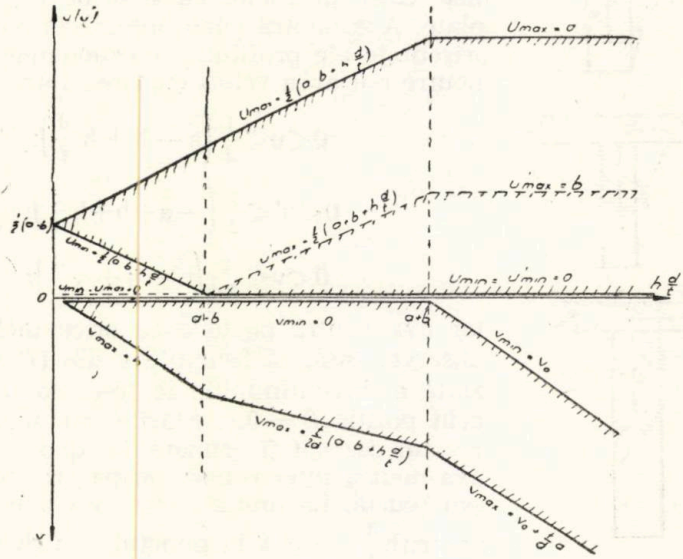


Fig. 6.

solicitare de încovoiere oblică plastică pură, după cum axa neutră intersectează pe lîngă latura verticală şi latura orizontală lungă sau scurtă, sau axa neutră trece printr-unul dintre punctele de înjumătăţire. Ultimele două stări pot fi considerate cazuri limită ale primelor două.

Pentru realizarea stărilor plastice pure vectorul moment încovoietor (fig. 7) trebuie să aibă înclinări înscrise într-un domeniu definit, spre exemplu, de un unghi φ determinat de pierderea capacităţii de rezistenţă prin plastificarea completă a laturii verticale sau orizontale încă într-o stare elastico-plastică a profilului.

Calculul momentului de îndoire şi determinarea înclinării axei neutre

Cazul I. *Axa neutră intersectează latura verticală şi latura orizontală mare.*

Între coordonatele punctelor neutre există relaţia (7) iar ultimele două ecuaţii de echivalenţă devin :

$$M_0 \sin\alpha = \frac{1}{2}\sigma_c t(a^2+b^2-2u^2);$$

$$M_0 \cos\alpha = \frac{1}{2}\sigma_c d(h^2-2v^2).$$

Se obține

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{v}{u} = \frac{-B\pm\sqrt{B^2-AC}}{A}, \tag{13}$$

unde s-a notat cu

$$A = \left[\frac{d^2}{t^2}h^2 - 2\frac{d}{t}(a-b)h - (a-b)^2\right]\frac{d}{t}\operatorname{tg}\alpha - 2\frac{d^2}{t^2}(a^2+b^2);$$

$$B = 2\frac{d}{t}\left(-a^2-b^2+\frac{d}{t}h^2\operatorname{tg}\alpha\right);$$

$$C = \frac{d^2}{t^2}h^2 + 2h\frac{d}{t}(a-b+h\operatorname{tg}\alpha) - (a+b)^2.$$

Studiul poziţiilor posibile ale axei neutre, prezentat mai sus, permite reţinerea din (13) a soluţiei reale corespunzătoare fenomenului fizic. Apoi se poate determina

$$\left.\begin{aligned} u &= \frac{(a-b)t+hd}{2(t+d\operatorname{tg}\beta)}; \quad v = u\operatorname{tg}\beta; \\ M_0 &= \frac{\sigma_c t}{2\sin\alpha}(a^2+b^2-2u^2) = \frac{\sigma_c d}{2\cos\alpha}(h^2-2v^2). \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

Cazul II. *Axa neutră intersectează latura verticală şi latura orizontală mică.*

Între coordonatele punctelor neutre există relaţia (8) iar ultimele două ecuaţii de echivalenţă devin :

$$M_0 \sin\alpha = \frac{1}{2}\sigma_c t(a^2-b^2-2u'^2);$$

$$M_0 \cos\alpha = -\frac{1}{2}\sigma_c d(h^2-2v^2).$$

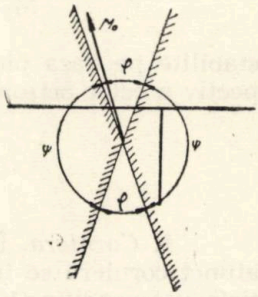


Fig. 7.

Se obține

$$\operatorname{tg}\beta = -\frac{v}{u'} = \frac{-B\pm\sqrt{B^2-AC}}{A}, \tag{15}$$

unde s-a notat cu

$$A = \left[-\frac{d^2}{t^2}h^2 - 2\frac{d}{t}(a-b)h + (a-b)^2\right]\frac{d}{t}\operatorname{tg}\alpha - 2\frac{d^2}{t^2}(a^2+b^2);$$

$$B = 2\frac{d}{t}\left(a^2+b^2+\frac{d}{t}h^2\operatorname{tg}\alpha\right);$$

$$C = \frac{d^2}{t^2}h^2 + 2h\frac{d}{t}(a+b-h\operatorname{tg}\alpha) - (a+b)^2.$$

De asemenea rezultă :

$$\left.\begin{aligned} u' &= \frac{(b-a)\,t + h\,d}{2\,(t - d\,\mathrm{tg}\,\beta)}\ ; \quad v = -\,u'\,\mathrm{tg}\,\beta: \\ M_0 &= \frac{\sigma_c\,t}{2\sin\alpha}(a^2 + b^2 - 2\,u'^2) = \frac{\sigma_c\,d}{2\cos\alpha}(h^2 - 2\,v^2) \end{aligned}\right\} \quad (16)$$

Din (13) şi (14) rezultă că în cazul primei categorii de profile axa neutră trece prin punctul de înjumătăţire de pe aripa orizontală, adică $u = u_0$ şi $v = h$, pentru o înclinare a momentului dată de relaţia

$$\mathrm{tg}\,\alpha_0 = \frac{1}{2} - \frac{a-b}{h} - \frac{t}{2\,d}\left(\frac{a+b}{h}\right)^2, \quad (17)$$

iar momentul de îndoire are valoarea

$$M_0 = \frac{\sigma_c\,d\,h^2}{2\cos\alpha}. \quad (18)$$

Rezultă de asemenea că în cazul celei de a treia categorii de profile axa neutră trece prin punctul de înjumătăţire de pe aripa verticală, adică $u = a$ şi $v = v_0$, pentru

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{ctg}\,\alpha_0 &= \frac{t}{2\,d}\,\frac{a+b}{a-b} - \frac{h}{a-b} - \frac{d\,h^2}{2\,t\,(a^2 - b^2)}\ ; \\ M_0 &= \frac{\sigma_c\,t}{2\sin\alpha}(a^2 - b^2). \end{aligned}\right\} \quad (19)$$

Expresiile deduse ale momentului de îndoire se referă la stări plastice pure, căci în cazul stărilor limită elastico-plastice bara îşi pierde capacitatea de rezistenţă la valorile date de relaţiile

$$M_0 = \frac{\sigma_c\,d\,h^2}{2\cos\alpha} \text{ sau } M_0 = \frac{\sigma_c\,t\,(a^2+b^2)}{2\sin\alpha}, \quad (20)$$

stabilite pe baza pierderii capacităţii de rezistenţă a aripii verticale respectiv a celor orizontale.

Cazuri particulare

1. *Corniera.* În acest caz $b = 0$ şi $d = t$. Dacă se admite $h < a$, atunci corniera se încadrează în prima categorie de profile, căci este satisfăcută condiţia (10). Rezultă

$$u_0 = \frac{a-h}{2} \text{ şi } \beta_0 = \mathrm{arc\,tg}\,\frac{2\,h}{a-h}.$$

Axa neutră intersectează ambele aripi ale cornierei într-o stare de solicitare plastică pură numai dacă

$$0 < \beta < \beta_0 \text{ sau } \frac{1}{2}(a-h) < u < \frac{1}{2}(a+h).$$

Axa neutră trece prin punctul de înjumătățire ($\beta = \beta_0$) pentru o înclinare a momentului dată de relația

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{1}{2} - \frac{a}{h} - \frac{a^2}{2h^2}.$$

Relațiile (13) și (14) devin :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2(h^2 \operatorname{tg} \alpha - a^2) + (a+h)\sqrt{a^2 - (a-h)^2 \operatorname{tg} \alpha + 2h^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}{(a+h)^2 \operatorname{tg} \alpha + 2(a^2 - h^2 \operatorname{tg} \alpha)};$$

$$u = \frac{a+h}{2(1+\operatorname{tg} \beta)} \text{ și } M_0 = \frac{\sigma_c t}{2 \sin \alpha}(a^2 - 2u^2).$$

Pentru $\alpha > \alpha_0$ stările limită sînt elastico-plastice, iar bara își pierde capacitatea de rezistență după plastifierea aripii verticale.

În cazul cornierei *cu aripi egale* ($h = a$) se obține

$$u_0 = 0; \ \beta_0 = 90°; \ \alpha_0 = 135°;$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \alpha - 1 + \sqrt{2} \sec \alpha}{\operatorname{tg} \alpha + 1};$$

$$u = \frac{a}{1+\operatorname{tg} \beta} \text{ și } M_0 = \frac{\sigma_c t}{2 \sin \alpha}(a^2 - 2u^2).$$

Diagrama din fig. 9 conține elementele stării plastice de solicitare în comparație cu momentul încovoietor elastic limită pentru înclinările

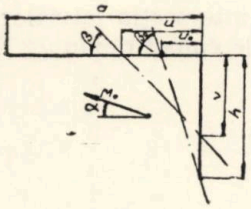


Fig. 8.

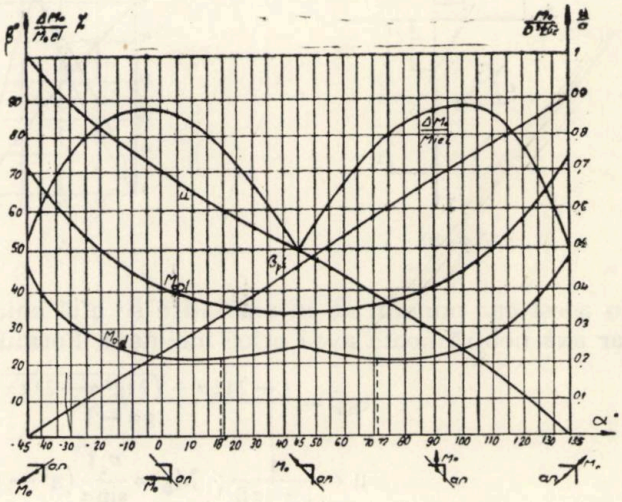


Fig. 9.

posibile ale momentului. Se observă spre exemplu, că momentul de îndoire este maxim pentru $\alpha = 135°$ și minim pentru $\alpha = 45°$, în schimb cel elastic limită are valoarea minimă la $\alpha = 45° \pm 27°$.

2. *Profilul* $\top$ *simetric.* Cu b = a profilul se încadrează în categoria a doua sau a treia de secţiuni după cum $h\frac{d}{t} \gtrless 2a$.

În primul caz profilul nu are punct de înjumătăţire, în cel de-al doilea acesta se află pe aripa verticală l distanţa

$$v_0 = \frac{h}{2} - \frac{t}{d}a,$$

iar axa neutră pentru o stare de solicitare plastică pură trebuie să aibă înclinări într-un interval

$$\beta_1 < \beta < \pi - \beta_1.$$

Formulele de calcul se obţin prin particularizarea relaţiilor (13) şi (14).

Ca aplicaţie se consideră cazul profilului normalizat, avînd latura orizontală de aceeaşi lungime şi grosime cu cea verticală (h = 2a şi d = t).

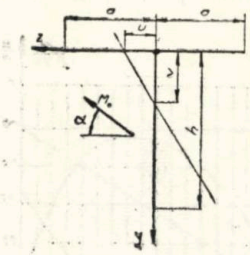


Fig. 10.

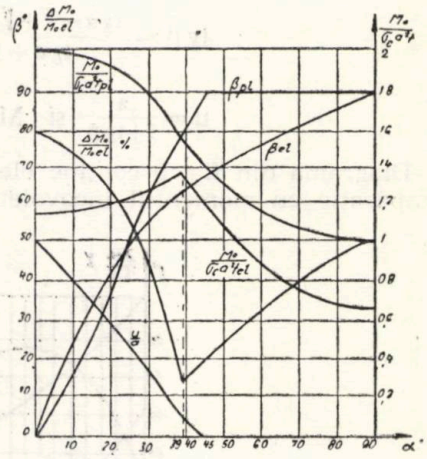


Fig. 11.

În acest caz punctul de înjumătăţire se află chiar la intersecţia laturilor, iar axa neutră poate avea orice înclinare. Formulele de calcul devin :

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{1 - 2\operatorname{tg}\alpha \pm \sqrt{2\operatorname{tg}^2\alpha - 2\operatorname{tg}\alpha + 1}}{\operatorname{tg}\alpha - 1}$$

$$u = \frac{a}{1 + \operatorname{tg}\beta}; \quad M_0 = \frac{\sigma_c t}{\sin\alpha}(a^2 - u^2);$$

Ele sînt însă valabile numai pentru $0 < \alpha < 45°$ (respectiv $135° < \alpha < 180°$) căci în caz contrar pierderea capacităţii de rezistenţă se produce în momentul cînd talpa profilului ajunge în stare plastică datorită componentei verticale a momentului, ceea ce se realizează pentru

$$M_0 = \frac{\sigma_c a^2 t}{\sin \alpha},$$

chiar dacă pe aripa verticală mai sînt tensiuni $\sigma < \sigma_c$.

În fig. 11 se dă reprezentarea funcţiilor caracteristice stărilor elastice şi plastice limită.

Concluzii

Lucrarea de faţă a încercat să introducă o anumită sistematizare în studiul stărilor limită de încovoiere oblică plastică a unei categorii de profile şi să stabilească relaţii de calcul valabile între anumite limite.

Desigur, ar fi adus unele completări studiul amănunţit, desfăşurat, al procesului de ajungere în starea plastică sau elastico-plastică finală, întrucît, pe lîngă stările amintite pentru anumite înclinări ale momentului încovoietor şi în dependenţă de dimensiunile profilului solicitat în timpul procesului de trecere din starea elastică în cea plastică există puncte în secţiune în dreptul cărora efortul unitar schimbă de semn, ceea ce în anumite cazuri şi, de obicei, pe zone mici ale secţiunii poate avea repercursiuni asupra stărilor limită prezentate mai sus. Dar chiar şi în aceste cazuri particulare printr-o uşoară variaţie în timpul aplicării a înclinării momentului se pot realiza stările limită considerate în lucrarea de faţă.

Cazurile concrete analizate sub acest aspect confirmă posibilitatea realizării tuturor stărilor limită din această lucrare şi totodată, utilitatea sistematizării introduse şi a relaţiilor de calcul prezentate.

Zusammenfassung

Es werden die Gleichungen für die neutrale Axe und dem Biegemoment gezeigt, unter der Voraussetzung dass die Beanspruchung im plastischen Zustand stattfindet, und der Plastizitätsmodul gleich Nul ist.

Die Gleichungen werden für häufig in der Praxis auftretenden Querschnittsformen verwendet.

Bibliografie

1. DEUTSCH, I. : *Încovoierea oblică plastică a unor secţiuni simple.* Buletinul ştiinţific al Inst. politehnic Braşov, seria A, 1966.
2. GORBUNOV, B. N., CIUDNOVSKII, V. C. : *Rasciot balok na kosoi izghib pri plasticeskih deformaţiah,* în „Sbornik trudov kievskovo stroitelnovo instituta", vîp. 2, 1935.
3. ZDENĚK BAŽANT : *Mezni stav pruřezu namahanych šikmyn onybem,* în „Sbornik vysokeho uceni technickeho", Brno, 4/1964.

ASPECTE ALE MOBILITĂŢII MECANISMELOR

PETRE ALEXANDRU

Ca urmare a răspîndirii intense a mecanismelor spaţiale în procesul de producţie, a automatizării operaţiilor tehnologice, determinarea mobilităţii mecanismelor constituie o problemă esenţială.

Începînd din a doua jumătate a secolului trecut şi pînă astăzi, cercetători de renume mondial ca Cebîşev, Assur, Dobrovolski, Artobolevski, Crossley, K. Hain sau în ţara noastră Radu Voinea, N. Manolescu, C Pelecudi au adus contribuţii serioase în rezolvarea dezbătutei probleme a mobilităţii mecanismelor.

Se cunosc relaţiile :

a) $M = 3n - 2C_5 - C_4$

pentru mecanismele plane şi sferice (relaţia Cebîşev-Artobolevski) ;

b) $M = 6n - 5C_5 - 4C_4 - 3C_3 - 2C_2 - C_1 = 6n - \sum_{m=1}^{5} m \cdot C_m$

pentru mecanismele spaţiale de familie zero (relaţia Somov-Malîşev) ;

c) $M = (6 - f)\, n - \sum_{m=1+f}^{5} \cdot (m - f)\, c_m$

pentru cazul general al mecanismelor de familia „f" (relaţia lui Dobrovolski).

În relaţii, semnificaţia notaţiilor este următoarea :

n — numărul elementelor cinematice ;
C_5 — numărul cuplelor de clasa 5-a ;
C_4 — numărul cuplelor de clasa 4-a ;
C_3 — numărul cuplelor de clasa 3-a, ş.a.m.d. ;
f — familia mecanismului, numărul restricţiilor comune.

Relaţia Somov-Malîşev este riguroasă numai în cazul *cuplelor complet independente* una faţă de alta. Pentru cuple cu poziţii relative spe-

ciale se folosește relația lui Dobrovolski. Pozițiile relative speciale, care se traduc și prin legături anterioare impuse mecanismului, fac ca pentru toate elementele să fie anulate anumite mișcări. Determinarea *familiei* „*f*" se face tocmai prin aflarea mișcărilor anulate pentru toate elementele mecanismului.

În aceste condiții relația lui Dobrovolski este cea mai generală, aplicarea corectă a ei necesitînd însă de multe ori o analiză amănunțită a legăturilor dintre elemente și a legării diferitelor lanțuri.

Lucrarea își propune tocmai elucidarea unor aspecte de acest gen, deoarece apar frecvent erori de apreciere a familiei mecanismelor.

Mobilitatea mecanismelor complexe

Pilonul central al studiului mobilității mecanismelor îl va constitui lanțul cinematic cu grad de mobilitate zero, adică *grupa assurică* [2], [4], [5].

Înțelegînd prin *lanț cinematic simplu,* lanțul la care numărul cuplelor este mai mare cu unu decît numărul elementelor,

$$\sum C_m = n+1,$$

va rezulta numărul și structura grupelor assurice ce se pot forma la diferite familii.

Pentru lanțul simplu, relația lui Dobrovolski, scrisă sub forma :

$$M_f = (6-f)\cdot(\sum C_m - 1) - \sum (m-f) C_m,$$

se transformă în relația (1)

$$M_f + (6-f) = \sum (6-m) C_m. \qquad (1)$$

Relația arată că la grupa cinematică de familia zero, pentru mobilitatea $M_{g_0} = 0$, există următoarea legătură între numărul cuplelor :

$$C_5 + 2C_4 + 3C_3 + 4C_2 + 5C_1 = 6\ ^{*)}.$$

În mod asemănător grupa de familia I-a este realizată cînd

$$C_5 + 2C_4 + 3C_3 + 4C_2 = 5\ ^{*)};$$

grupa de familia II-a îndeplinește condiția

$$C_5 + 2C_4 + 3C_3 = 4\ ^{*)};$$

grupa de familia III-a, grupa assurică plană, este asigurată cînd

$$C_5 + 2C_4 = 3\ ^{*)};$$

grupa de familia IV-a : $C_5 = 2^{*)}$.

---

*) Aceste relații derivate din (1) au fost determinate și pe altă cale în [1], direct pentru fiecare familie, dar aplicate lanțurilor desmodrome.

Numărul elementelor oricărei grupe va fi dat de $n = \sum Cm^{-1}$:

Efectuarea calculelor pentru fiecare familie conduce la concluziile :

— există zece variante pentru grupa cinematică ce aparţine familiei zero [4]

$$C_5=6;\ C_5=4,\ C_4=1;\ C_5=3,\ C_3=1;\ C_5=2,\ C_2=1;\ C_5=1,\ C_1=1;$$

$$C_4=3;\ C_4=2,\ C_5=2;\ C_4=1,\ C_2=1;\ C_3=2;\ C_3=1,\ C_4=1,\ C_5=1;$$

— există şase grupe de familia I-a, patru grupe de familia II-a, două grupe de familia III-a şi o grupă de familia IV-a (lanţuri simple).

Mobilitatea mecanismului este cel mai comod să se determine pe grupe cinematice, deoarece mecanismele complexe pot fi formate din mai multe mecanisme simple, ce au la bază grupele cinematice [5].

Avînd în vedere că grupele cinematice care intră în componenţa unui mecanism pot aparţine la familii diferite, se poate aplica relaţia lui Dobrovolski pentru întreg mecanismul, numai dacă mobilitatea calculată coincide cu cea reală, cum este cazul „familiilor aparente" [1].

Principala eroare ce se întîlneşte la stabilirea familiei mecanismului este aceea a *confundării clasei cuplelor cinematice*. Frecvent se găsesc mecanisme ce au în componenţa lor cuple cu clasa geometrică-constructivă mai mică decît cea funcţională-cinematică. De aceea este necesar studierea atentă a posibilităţilor de mişcare utilizate de cuplele cinematice, problemă ce se reduce în fond la determinarea corectă a clasei cuplelor.

Astfel mecanismul cuţitului de combină (fig. 1) la prima vedere ar părea că face parte din familia zero [1] deoarece cupla k_{45}, dintre elementele 4 şi 5, are contact punctiform (clasa I-a) şi mecanismului i se poate aplica relaţia :

$$M_0 = 6 \cdot n - 5 \cdot C_5 - 4C_4 - 3C_3 - 2C_2 - C_1 = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 5 - 3 \cdot 1 - 1 = 1.$$

În realitate, cupla k_{45} funcţionează ca o cuplă superioară de clasa 4-a şi mecanismul are în componenţa sa două grupe aparţinînd familiilor zero şi III.

Mecanismul format din elementele 1—2—3—4 este de familia zero ($M_0 = 6 \,.\, 4 - 5 \,.\, 4 - 3 \,.\, 1 = 1$), la care se adaugă o grupă cinematică plană (elementul 5 cu cuplele sale).

În mod asemănător mecanismului de direcţie al automobilului (fig. 2) nu este de familia zero [1] ci este format dintr-un mecanism de familia I-a (deoarece cupla k_{12} este de clasa 2-a) la care se adaugă o grupă cinematică de familia zero (elementele 3-4 cu cuplele sale : $C_5 = 1$, $C_4 = 1$, $C_3 = 1$, $n = 2$).

Un alt exemplu este mecanismul de regulator al motorului Diesel (fig. 3) la care lanţul 1′ — 1 — 3 nu este de familia zero [1] ci de familia III. Cupla k_{13}, deşi în mişcarea generală a elementului 1 funcţionează ca o cuplă de clasa I-a, este de clasa 4-a, deoarece elementul 1 antrenează

elementul 3 numai cînd execută mişcarea de rotaţie sub acţiunea forţei de inerţie a contragreutăţii şi forţei arcului. Pentru întreg mecanismul

$$M_3 = 3 \,.\, 6 - 2 \,.\, 7 - 2 = 2.$$

O altă sursă de erori la determinarea familiei mecanismelor constă în *posibilitatea suprimării unor cuple de legătură* dintre două grupe cinematice. Astfel mecanismul de înregistrat de la standul pentru încercat amortizoare SPAT-162 din Institutul politehnic Braşov, folosit la trans-

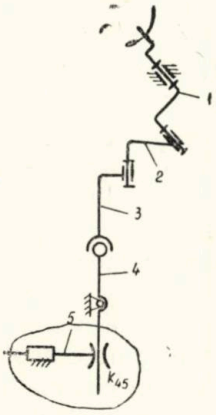


Fig. 1.

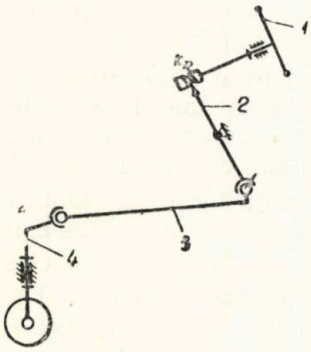


Fig. 2.

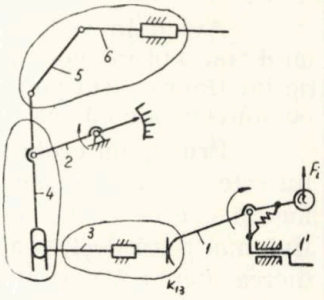


Fig. 3.

miterea mişcării de rotaţie între axe perpendiculare (fig. 4) este la prima vedere de familia II-a, deoarece la mişcările din plan se adaugă încă o rotaţie. Aplicarea relaţiei de la familia II-a duce la un rezultant în contradicţie cu mobilitatea geometrică :

$$M_2 = 4 \,.\, 4 - 3 \,.\, 4 - 2 \,.\, 1 = 2.$$

În realitate mecanismul este de familia III-a, avînd două grupe assurice dispuse în plane diferite, creîndu-se posibilitatea dispariţiei cuplei de legătură dintre bază şi elementul 2,k_{20}. Astfel cuplele k_{12}, k_{23} permit elementului 2 numai o mişcare de translaţie pe verticală, ceea ce face ca cupla k_{20} să poată fi anulată. Astfel pentru întreg mecanismul

$$M_3 = 3 \,.\, 4 - 2 \,.\, 5 - 1 = 1.$$

Precizăm că întregul mecanism, fără k_{20}, s-ar încadra în relaţia de la familia I-a ($M_1 = 5 \,.\, 4 - 4 \,.\, 4 - 3 \,.\, 1 = 1$), bineînţeles aceasta nu înseamnă că avem de-a face cu un mecanism de familia I-a, sau că acest mecanism particular nu se încadrează în definiţia generală a familiei.

De altfel, aceeaşi situaţie este în cazul transmisiei policardanice (fig. 5). Prin suprimarea cuplei k_{30} mecanismul rămîne de familia III-a cu observaţia că la determinarea mobilităţii se include şi cupla suprimată,

$$M_3 = 3 \,.\, 5 - 2 \,.\, 7 = 1.$$

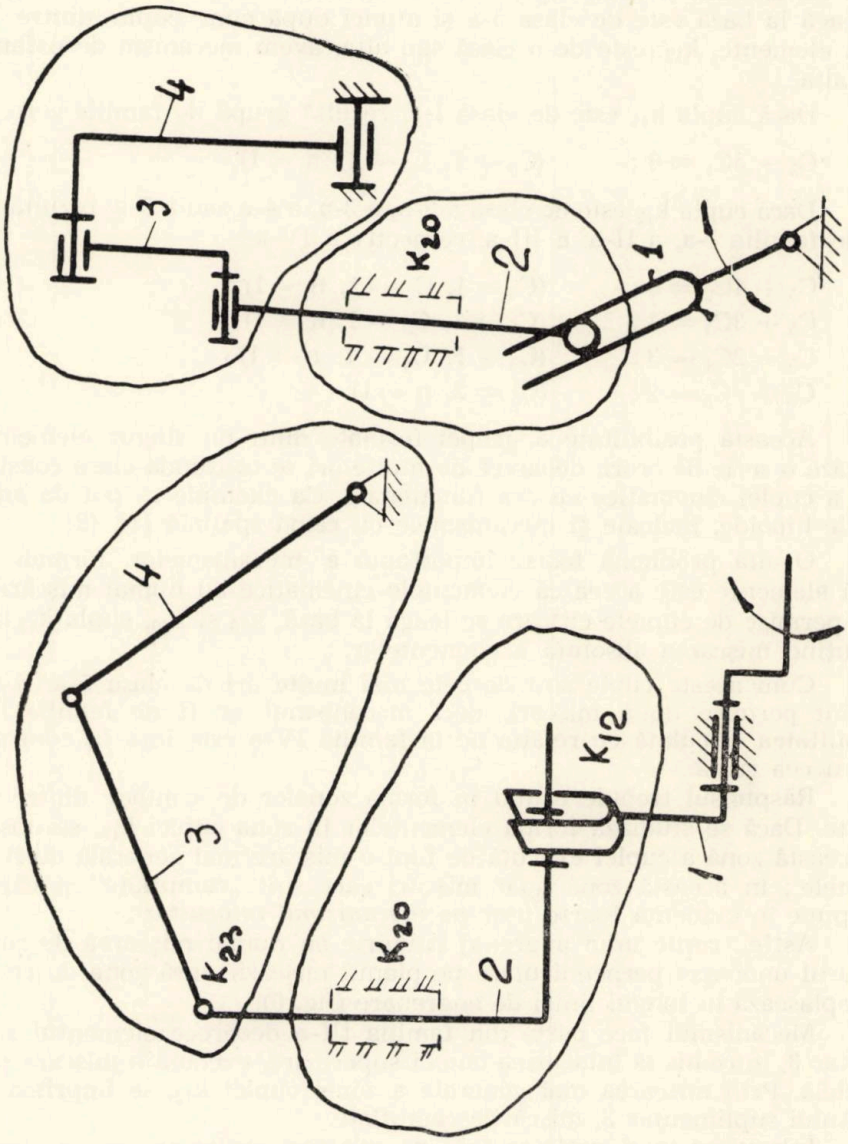


Fig. 4.

Mecanismele formate din două elemente

Aceste mecanisme au în componenţa lor o grupă assurică formată dintr-un element şi două cuple. De cele mai multe ori cupla cu care grupa se leagă la bază este de clasa 5-a şi atunci după cum cupla dintre cele două elemente, k_{12}, este de o clasă sau alta, avem mecanism de o familie sau alta.

Dacă cupla k_{12} este de clasa I-a, rezultă grupă de familie zero,

$$C_5 + 5C_1 = 6 \; ; \qquad (C_5 = 1, \; C_1 = 1, \; n = 1).$$

Dacă cupla k_{12} este de clasa a 2-a, a 3-a, a 4-a sau a 5-a, rezultă grupă de familia I-a, a II-a, a III-a, respectiv a IV-a :

$$C_5 + 4C_2 = 5 \; ; \qquad (C_5 = 1, \; C_2 = 1, \; n = 1) \; ;$$
$$C_5 + 3C_3 = 4 \; ; \qquad (C_5 = 1, \; C_3 = 1, \; n = 1) \; ;$$
$$C_5 + 2C_4 = 3 \; ; \qquad (C_5 = 1, \; C_4 = 1, \; n = 1) \; ;$$
$$C_5 + C_5 = 2 \; ; \qquad (C_5 = 2, \; n = 1).$$

Această posibilitate a grupei formate dintr-un singur element generează o serie de erori, deoarece de multe ori se confundă clasa constructivă a cuplei cinematice cu cea funcţională. Ca exemple se pot da angrenajele hipoide, melcate şi mecanismele cu camă spaţială [1], [2].

O altă problemă foarte importantă a mecanismelor formate din două elemente este aceea că elementele cinematice au numai mişcările ce sînt permise de cuplele cu care se leagă la bază, k_{10} şi k_{20}, cupla k_{12} neinfluenţînd mişcarea absolută a elementelor.

Cum aceste cuple sînt de cele mai multe ori de clasa 5-a, rezultă că sînt permise două mişcări, deci mecanismul ar fi de familia IV-a. Mobilitatea calculată cu relaţia de la familia IV-a este însă în contradicţie cu cea reală.

Răspunsul trebuie căutat în forma zonelor de contact dintre elemente. Dacă se studiază forma elementelor în zona cuplei k_{12}, se observă că această zonă a cuplei execută de fapt o mişcare mai generală decît elementele ; în această zonă apar mişcări care sînt „camuflate" şi care se pot pune în evidenţă foarte uşor pe *mecanismul înlocuitor*.

Astfel, roţile unui angrenaj cilindric au numai mişcarea de rotaţie în jurul unor axe perpendiculare pe planul mişcării, însă zona de contact se deplasează în lungul liniei de angrenare (fig. 6).

Mecanismul face parte din familia III-a deoarece elementul suplimentar 3, introdus la înlocuirea cuplei superioare, execută o mişcare planparalelă. Prin mişcarea mai generală a zonei cuplei k_{12}, se imprimă elementului suplimentar 3, mişcările camuflate.

Înlocuirea unei cuple se face de cele mai multe ori cu un element şi două cuple de clasă mai mare. Dacă notăm clasa cuplei înlocuite cu „m" şi a cuplelor introduse cu „m'" şi „m''", avem relaţia structurală :

$$m - f = (m' - f) + (m'' - f) - (6 - f),$$

ce indică aceleași grade de mobilitate anulate în cele două cazuri. Va rezulta relația (2),

$$m + 6 = m' + m'', \qquad (2)$$

ce va indica clasele cuplelor introduse în locul celor înlocuite.

Relația (2) arată și faptul că înlocuirea cuplelor este independentă de familie, lucru ce simplifică mult executarea schemei mecanismului înlocuitor, [4].

În continuare se dau cîteva exemple de mecanisme, la care se face și înlocuirea cuplei k_{12}, pentru lămurirea familiei mecanismului.

Ataşat schemelor mecanismelor (variantele a) s-a reprezentat un sistem de coordonate pe care sînt figurate mişcările utilizate de cupla k_{12}, iar pe sistemul de coordonate ataşat schemelor mecanismelor înlocuitoare (variantele b) s-au figurat mişcărilor permise elementelor.

— Angrenaj conic-cupla k_{12} este de clasa 4-a, mecanismul este sferic (figura 7), elementul suplimentar 3 execută mişcarea pe sferă, deci mecanismul aparţine familiei III :

$$M_3 = 3 \cdot 2 - 2.2 - 1 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1 \; ; \; m' = m'' = 5.$$

— Angrenajul hipoid-cupla k_{12} este de clasa 3-a utilizînd două translaţii şi o rotaţie (figura 8), mecanismul aparţine familiei II :

$$M_2 = 4 \cdot 2 - 3 \cdot 2 - 1 = 4 \cdot 3 - 3 \cdot 3 - 2 \cdot 1 = 1 \; ; \; m' = 5, \; m'' = 4.$$

— Mecanismul cu camă spaţială — cupla k_{12} este de clasa 2-a utilirotaţii (figura 9), mecanismul este de familia I :

$$M_1 = 5 \cdot 2 - 4 \cdot 2 - 1 = 5 \cdot 3 - 4 \cdot 2 - 3 \cdot 2 = 1 \; ; \; m' = m'' = 4.$$

— Mecanismul cu camă spaţială cupla k_{12} este de clasa 2-a utilizînd două rotaţii şi două translaţii (figura 10), mecanismul aparţine familiei I :

$$M = 5 \cdot 2 - 4 \cdot 2 - 1 = 5 \cdot 3 - 4 \cdot 2 - 3 \cdot 2 = 1 \; ; \; m' = m'' = 4.$$

— Mecanism spaţial-cupla k_{12} este de clasa 4-a (figura 11), mecanismul aparţine familiei zero :

$$M_0 = 6 \cdot 2 - 4 \cdot 2 - 3 \cdot 1 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 1.$$

Mecanismele de la figurile 8, 9 şi 10 sînt de altă familie decît cea indicată în [1] şi [2] (după părerea autorului).

Concluzii

Bazat pe principiul lui Assur, de formare al mecanismelor, şi pe relaţia lui Dobrovolski, de determinare a mobilităţii mecanismelor, lucrarea analizează o serie de probleme privind :

— forma structurală a grupelor de diferite familii în cazul lanţurilor cinematice simple (relaţia 1) ;

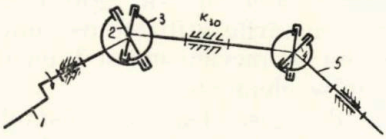


Fig. 5.

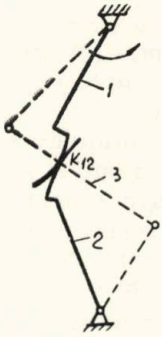


Fig. 6.

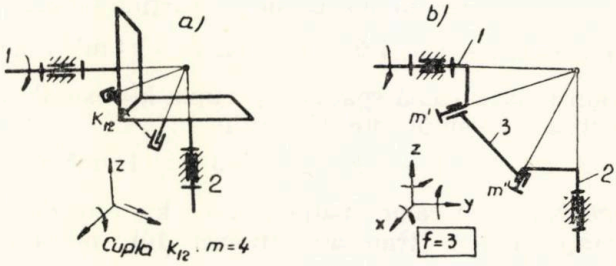


Fig. 7.

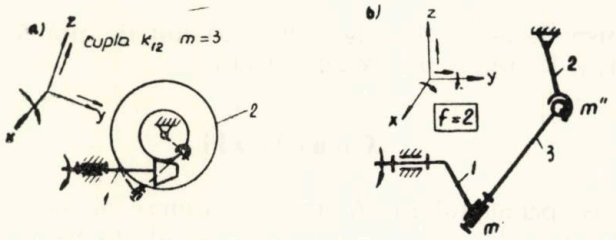


Fig. 8.

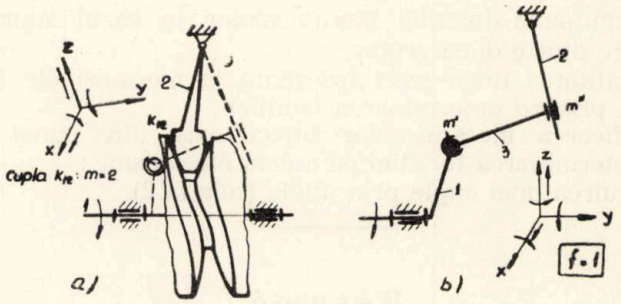


Fig. 9.

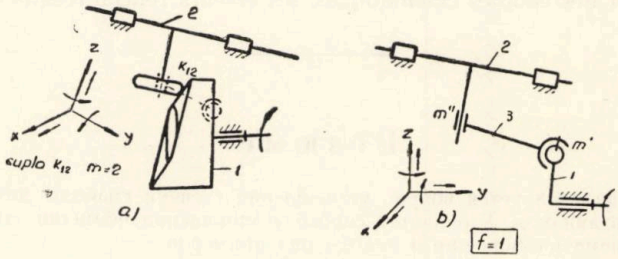


Fig. 10.

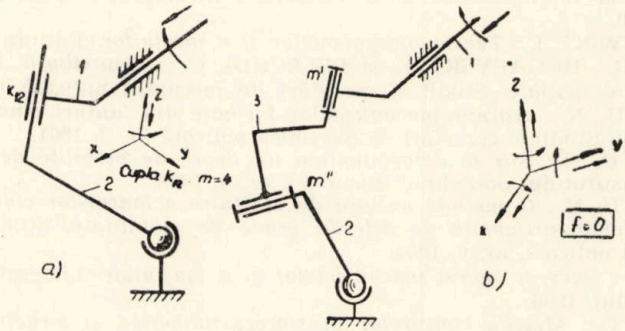


Fig. 11.

— modul de determinare a mobilității mecanismelor formate din grupe aparținînd la familii diferite și erorile ce apar frecvent din cauza confundării clasei cuplelor cinematice ;

— determinarea familiei mecanismelor în cazul suprimării unei cuple cinematice dintre două grupe ;

— posibilitatea unor erori frecvente la mecanismele formate din două elemente, privind determinarea familiei ;

— justificarea mecanismelor înlocuitoare din punct de vedere structural și determinarea familiei pe aceste mecanisme ;

— înlocuirea unei cuple prin altele (relația 2).

Résumé

L'ouvrage étudie les aspects de la détermination de la mobilité des mécanismes se bosant surtout sur l'étude de la famille des mécanismes formés des deux éléments.

On precise le mode de détermination de la famille des mécanismes, la relation de remplacement des couples cinematiques, les erreurs rencontrées et on donne une série d'exemples.

Резюме

В работе анализируется вопрос устаюбления степени свабоды двухзвенних пространственних механизмов. Уточняется способ установления фамилии этих механизмов через замены кинематических пар и даются ряд примеров.

Bibliografie

1. x x x : *Teoria mecanismelor și a mașinilor. Structura și cinematica.* Editura tehnică, 1959.
2. ARTOBOLEVSKI, I. : *Teoria mecanismelor si a mașinilor.* Editura tehnică. 1955.
3. BOGDAN, R. ; BUGAEVSKI, E. și PELECUDI, C. : *Contribuții la clasificarea mecanismelor spațiale.* Studii și cercetări de mecanică aplicată nr. 2, 1957.
4. MANOLESCU, N. : *Asupra mecanismelor formate din lanțuri cinematice de diferite familii.* Studii și cercetări de mecanică aplicată nr. 3, 1961.
5. MANOLESCU, N. : *Sur le détermination du degré de mobilité des mécanismes.* Buletinul Institutului politehnic București, nr. 5, 1963.
6. MANOLESCU, N. : *O metodă unitară de alcătuire a lanțurilor cinematice a mecanismelor plane-articulate de diferite grade de mobilitate.* Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr. 6, 1964.
7. MAROȘ, D. : *Curs de teoria mecanismelor și a mașinilor.* Litografia Institutului politehnic Cluj, 1966.
8. PELECUDI, C. : *Metoda conturelor în sinteza numerică și structurală a mecanismelor.* Studii și cercetări de mecanică aplicată nr. 3, 1967.
9. VOINEA, R. ; ATANASIU, M. : *Contributions á l'étude de la structure des chaines cinématiques.* Bul. Inst. politehnic București, nr. 2, 1960.
10. VOINEA, R. ; ATANASIU, M. : *Metode analitice noi în teoria mecanismelor.* Editura tehnică, București, 1964.

Hozzájárulás a Kétfele növény vetésének ~~gépesítése~~ az átalakított SPC-6 géppel ~~való kétfele növény vetésének~~ gépesítéséhez ~~való hozzájárulás~~

Legkedvezőbb nomogramok az ~~lineáris~~ egyenesvonalú és hálózatos nomogramok. ~~Vona~~ Az egyenesvonalú nomogramok kánithetörlő nagyszámú ~~ket~~ három és négyismeretlenű egyenletek vizsgálatára. A nomografiálás rendjének ~~és~~ ismertetése. A Kanonikus formák ismertetése. Sorban determináns kibővítése az ~~ismonografiálható~~ nomografiálható függvénylevezetés ~~Nettó~~ Egy kanonikus (négyváltozós) formának a hidraulikában való alkalmazása.

A kukorica korai vetett bab a vetőnek nagy munkát tudott bevni ki, ezért indokolt a kétfele növény vetésének automatizálása. Kézi vetés hátrányainak felsorolása. SPC-6 gép átalakítása a kétfele magjegyidejű vetéshez.

A vetőrés ismertetése. Kezelési utasítás. Kísérletek ~~ismertetése~~ és elért eredmények ismertetése. Minőségi jellemzők. Munka minőségének jellemzői

Négyváltozós függvények nomografiálásához való hozzájárulás és a hidraulikában való alkalmazása.

Vidrascu M.

a-9, t-2, b-5

T. kör: **KIVONAT**

ETO:

Magyar cím: A hengeres extruder elméletéhez.

Eredeti cím: (Zur Theorie des Dollelwalzen-Extruders.)

SZERZŐ/K/: – LASCU SIMION N;

Folyóirat: =

Folyóirat röv. címe: =

.....k.....sz. 19.....hó.....n. /érk.....// p.....-.....,

á:....., t:....., b:....., f:.....

T: Referáló neve: Lektor:

Villamos vezetékek a távhőellátási áramkörökre
cserszári munkájának megfiat.
való hatásának számítógéppel való tanulmányozás
~~sához~~ ~~műtrágy~~ matematikai model és logikai vázlat.
SIMA

Az auto cserszári munkájának ~~meghatározása~~
és az ömes idő meghatározása a -t forgató
nyomatéka változó értékei mellett. ~~Vizsgálta a~~
~~A~~ forgató nyomaték ~~vala~~ az időben való változásának
~~lineáris~~ ~~hatványos~~ ~~vagy exponenciális~~
~~változik az időben~~. vizsgálata. ~~Vi~~ Különleges esetek:
a forgatónyomaték lineáris, ex poneciális, vagy
valamilyen n-ed fokú görbe szerint változik az időben.
Az ömi idő és vonatkozó változási diagram vizsgálata
az aránypontosabb együtthatók függvénye.

~~Az is~~ A tápelőtérési áramkörökben a villamos vezetékek
~~elek~~ villamos hatása és mágneses indukciója által indukált
áram és feszültség ~~mértéke~~ közötti ~~arányfüggése~~ meghatározása.
~~mutatja~~ ~~mutja~~ ~~arányfüggése~~. Az egyszerűsítő
általánosítások, egyszerűsítések, nem tartalmazzák a pontosabb
együtthatókat és kihúnyódik a kihatásuk is. A levezetett
kifejezéseket az irodalmi eredményekkel ~~szemben~~ ~~vizsgálja~~ való
összehasonlítása. Logikai vázlat ~~a kérdés~~ és matematikai
model bármilyen villamos vezetéktípus hatásának számító
gépre való meghatározásához.

101–123
6–14

A hengeres extruder elméletéhez.

Zur Theorie des Dollelwalzen-Extruders.

LASCU SIMION N;

DETERMINAREA LUCRULUI MECANIC DE PATINARE AL AMBREIAJELOR DE AUTOMOBILE

P. SIMA

În calculul de stabilire a dimensiunilor ambreiajelor de automobile trebuie să se aibă în vedere ca acestea să poată transmite întregul cuplu dezvoltat de motor și să reziste în condiții optime la uzură și încălzire.

Încălzirea pieselor ambreiajului este determinată pe de o parte de mărimea lucrului mecanic de patinare, iar pe de altă parte, de masa pieselor care preiau căldura degajată. Calculul ambreiajului trebuie să țină seama în primul rînd de condițiile în care patinează și se încăzesc elementele sale de lucru.

În vederea determinării timpului și lucrului mecanic de patinare a ambreiajului, se presupune că ambreiajul cu fricțiune 2 (figura 1) se ambreiază cînd roțile dințate 7 și 8 se găsesc în angrenare și că în momentul ambreiării cuplajului cu fricțiune, viteza unghiulară ω_1 a arborelui cotit al motorului este mai mare decît viteza unghiulară ω_3 a arborelui primar al cutiei de viteze, cu alte cuvinte diferența $\omega_1 - \omega_3$ este pozitivă. Aplicînd arborelui 1 (figura 2) teorema momentului cinetic pentru timpul infinit mic al ambreierii, se obține ecuația :

$$\frac{d}{dt}(I_m \omega_1) = M_m - M_2 \tag{1}$$

sau

$$I_m d\omega_1 + M_2 dt = M_m dt, \tag{2}$$

unde s-a notat prin M_2 cuplul de frecare de alunecare din ambreiaj.

Presupunînd că în timpul ambreierii cuplurile M_2 și M_m rămîn constante, în urma integrării se obține ecuația :

$$I_m(\omega_0 - \omega_1) + M_2 t_0 = M_m t_0 , \tag{3}$$

în care ω_0 reprezintă viteza unghiulară rezultantă a arborilor 1 și 3 după ambreiere, iar t_0 durata ambreierii.

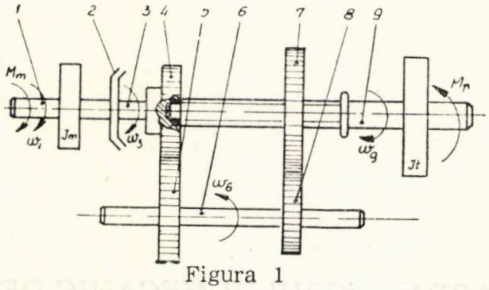


Figura 1

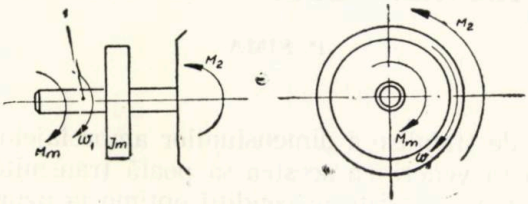


Figura 2

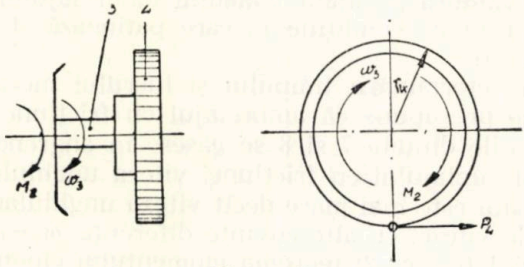


Figura 3

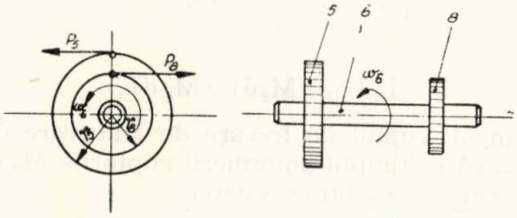


Figura 4

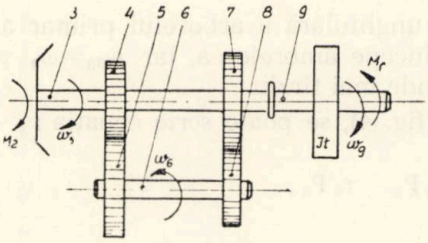


Figura 5

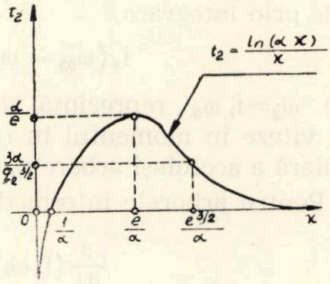


Figura 6

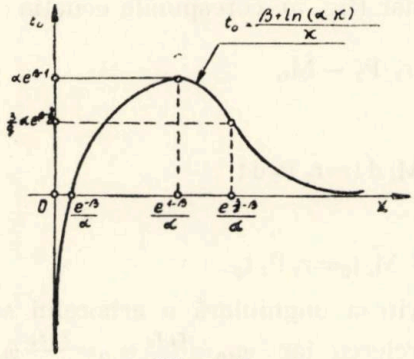


Figura 7

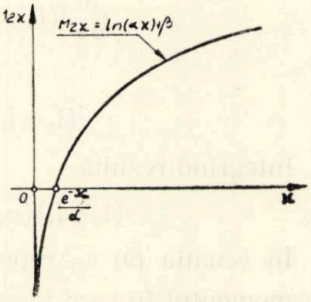


Figura 8

Analog rezultă pentru arborele 3 (fig. 3), ecuaţia :

$$\frac{d}{dt}(I_3\,\omega_3)=M_2-r_4\,P_4\,, \tag{4}$$

sau :

$$I_3\,d\,\omega_3+r_4\,P_4\,d\,t=M_2\,d\,t\,,$$

de unde prin integrare :

$$I_3(\omega_{03}-\omega_3)+r_4\,P_4\,t_0=M_2\,t_0\,, \tag{5}$$

în care $\omega_3=i_k\,\omega_9$ reprezintă viteza unghiulară a arborelui primar al cutiei de viteze în momentul în care începe ambreierea, iar $\omega_{03}=\omega_0$ viteza unghiulară a aceluiaşi arbore t_0 secunde mai tîrziu.

Pentru arborele intermediar (fig. 4), se poate scrie ecuaţia :

$$\frac{d}{dt}(I_6\,\omega_6)=r_5\,P_5-r_8\,P_8\,, \tag{6}$$

sau

$$I_6\,d\,\omega_6+r_8\,P_8\,d\,t=r_5\,P_5\,d\,t\,,$$

de unde :

$$I_6(\omega_{06}-\omega_6)+r_8\,P_8\,t_0=r_5\,P_5\,t_0\,, \tag{7}$$

$\omega_6=\frac{r_7}{r_8}\,\omega_9$ fiind viteza unghiulară a arborelui intermediar în momentul începerii ambreierii, iar $\omega_{06}=\frac{r_4}{r_5}\,\omega_{03}=\frac{r_4}{r_5}\,\omega_0$ viteza unghiulară a arborelui secundar după t_0 secunde de la începutul ambreierii.

În fine, pentru arborele secundar (fig. 5), corespunde ecuaţia :

$$\frac{d}{dt}[(I_9+I_t)\,\omega_9]=r_7\cdot P_7-M_r, \tag{8}$$

sau :

$$(I_9+I_t)\,d\,\omega_9+M_r\,d\,t=r_7\,P_7\,d\,t$$

Integrînd rezultă :

$$(I_9+I_t)(\omega_{09}-\omega_9)+M_r\,t_0=r_7\,P_7\,t_0\,. \tag{9}$$

În ecuaţia (9) ω_9 reprezintă viteza unghiulară a arborelui secundar în momentul în care începe ambreierea, iar $\omega_{09}=\frac{r_4\,r_8}{r_5\,r_7}\,\omega_{03}=\frac{Z_4\,Z_8}{Z_5\,Z_7}\,\omega_0$ viteza unghiulară a arborelui secundar după t_0 secunde.

Ţinînd seama că :

$$P_5=P_4\,;\;P_8=P_7$$

se obţine următorul sistem de ecuaţii :

$$\left.\begin{aligned}
&I_m(\omega_0-\omega_1)+M_2 t_0=M_m t_0;\\
&I_3(\omega_0-i_k\omega_9)+r_4 P_4 t_0=M_2 t_0;\\
&I_6\left(\frac{r_4}{r_5}\omega_0-\frac{r_7}{r_8}\omega_9\right)+r_8 P_7 t_0=r_5 P_4 t_0;\\
&\left(I_9+I_t\right)\left(\frac{r_4 r_8}{r_5 r_7}\omega_0-\omega_9\right)+M_r t_0=r_7 P_7 t_0
\end{aligned}\right\} \tag{10}$$

Eliminînd între ecuaţiile (10) forţele P_4 şi P_7, se poate determina viteza unghiulară rezultantă ω_0 şi timpul t_0 de ambreiere; rezultă:

$$\omega_0=\frac{\left[\frac{Z_7}{Z_8}I_6+\frac{Z_8}{Z_7}(I_9+I_t)+i_k\frac{Z_5}{Z_4}I_3\right]\omega_9+\left(\frac{Z_8}{Z_7}M_r-\frac{Z_5}{Z_4}M_2\right)\frac{I_m}{M_m-M_2}\omega_1}{\frac{Z_5}{Z_4}I_3+\frac{Z_4}{Z_5}I_6+\frac{Z_8}{Z_7}\frac{I_9+I_t}{i_k}+\left(\frac{Z_8}{Z_7}M_r-\frac{Z_5}{Z_4}M_2\right)\frac{I_m}{M_m-M_2}} \tag{11}$$

$$t_0=\frac{\left[\frac{Z_7}{Z_8}I_6+\frac{Z_8}{Z_7}(I_9+I_t)+i_k\frac{Z_5}{Z_4}I_3\right]\omega_9-\left(\frac{Z_5}{Z_4}I_3+\frac{Z_4}{Z_5}I_6+\frac{I_9+I_t}{i_k}\cdot\frac{Z_8}{Z_7}\right)\omega_1}{\frac{Z_5}{Z_4}I_3+\frac{Z_4}{Z_5}I_6+\frac{Z_8}{Z_7}\cdot\frac{I_9+I_t}{i_k}+\left(\frac{Z_8}{Z_7}M_r-\frac{Z_5}{Z_4}M_2\right)\frac{I_m}{M_m-M_2}}\cdot\frac{I_m}{M_m-M_2} \tag{12}$$

Din ecuaţia (12) se vede că timpul de patinare t_0 poate fi arbitrar, depinzînd de relaţia dintre cuplurile M_m, M_r şi M_2.

Ţinînd seama că cuplurile M_m, M_r şi M_2 se presupun constante, unghiul Θ de patinare a ambreiajului este egal cu media vitezelor unghiulare de patinare, înmulţită cu timpul de patinare t_0, adică:

$$\Theta=\frac{\omega_1-\omega_3}{2}t_0=\frac{\omega_1-i_k\omega_9}{2}t_0; \tag{13}$$

înlocuind t_0 cu expresia sa dată de (12), se obţine:

$$\Theta=\frac{\omega_1-i_k\omega_9}{2}\cdot$$

$$\cdot\frac{\left[\frac{Z_7}{Z_8}I_6+\frac{Z_8}{Z_7}(I_9+I_t)+i_k\frac{Z_5}{Z_4}I_3\right]\omega_9-\left(\frac{Z_5}{Z_4}I_3+\frac{Z_4}{Z_5}I_6+\frac{Z_8}{Z_7}\cdot\frac{I_9+I_t}{i_k}\right)\omega_1}{\frac{Z_5}{Z_4}I_3+\frac{Z_4}{Z_5}I_6+\frac{Z_8}{Z_7}\cdot\frac{I_9+I_t}{i_k}+\left(\frac{Z_8}{Z_7}M_r-\frac{Z_5}{Z_4}M_2\right)\frac{I_m}{M_m-M_2}}\cdot\frac{I_m}{M_m-M_2}. \tag{14}$$

Lucrul mecanic de patinare a ambreiajului L, în timpul ambreierii sale se deduce înmulţind cuplul frecării de alunecare din ambreiaj M_2 cu unghiul de patinare Θ; se obţine:

$$L=\frac{\omega_1-i_k\omega_9}{2}\cdot$$

$$\cdot\frac{\left[\frac{Z_7}{Z_8}I_6+\frac{Z_8}{Z_7}(I_9+I_t)+i_k\frac{Z_5}{Z_4}I_3\right]\omega_9-\left(\frac{Z_5}{Z_4}I_3+\frac{Z_4}{Z_5}I_6+\frac{Z_8}{Z_7}\cdot\frac{I_9+I_t}{i_k}\right)\omega_1}{\frac{Z_5}{Z_4}\cdot\frac{I_3}{I_m}+\frac{Z_4}{Z_5}\cdot\frac{I_6}{I_m}+\frac{Z_8}{Z_7}\cdot\frac{I_9+I_t}{i_k I_m}+\frac{\frac{Z_8}{Z_7}M_r-\frac{Z_5}{Z_4}M_2}{M_m-M^2}}\cdot\frac{M_2}{M_m-M_2}, \tag{15}$$

sau :

$$L = \frac{\omega_1 - i_k\,\omega_9}{2} \cdot \frac{(M_m - M_2)\left\{\left[\frac{z_7}{z_8} I_6 + \frac{z_8}{z_7}(I_9 + I_t) + i_k \frac{z_5}{z_4} I_3\right]\omega_9 - \left(\frac{z_5}{z_4} I_3 + \frac{z_4}{z_5} I_6 + \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{I_9 + I_t}{i_k}\right)\omega_1\right\}}{(M_m - M_2)\left(\frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{I_3}{I_m} + \frac{z_4}{z_5} \cdot \frac{I_6}{I_m} + \frac{I_9 + I_t}{i_k I_m}\right) + \frac{z_8}{z_7} M_r - \frac{z_5}{z_4} M_2} \cdot \frac{M_2}{M_m - M_2}. \tag{16}$$

Din ecuaţia (16) se vede că lucrul mecanic de patinare a ambreiajului depinde de diferenţa $\omega_1 - i_k\,\omega_9$ a vitezelor unghiulare. Micşorarea acestei diferenţe produce o foarte importantă scădere a lucrului mecanic de patinare. Deoarece această diferenţă nu poate fi redusă practic la zero, la ambreiere se consumă întotdeauna un anumit lucru mecanic de patinare L. În cazul cînd se cuplează viteza de mers înapoi, la ambreiere se schimbă sensul de rotaţie al arborelui primar al cutiei de viteze. În acest caz, trebuie schimbat semnul termenului $i_k\,\omega_9$ ceea ce conduce la o creştere deosebit de mare a lucrului mecanic de patinare a ambreiajului.

Împărţind numărătorul şi numitorul ecuaţiei (16) prin cuplul frecării de alunecare din ambreiaj M_2 şi neglijînd rapoartele :

$$\frac{M_m}{M_2} \text{ şi } \frac{M_r}{M_2},$$

se obţine următoarea expresie aproximativă a lucrului mecanic de patinare L :

$$L = \frac{\omega_1 - i_k\,\omega_9}{2} \cdot \frac{I_m\left\{\left(\frac{z_5}{z_4} I_3 + \frac{z_4}{z_5} I_6 + \frac{z_8}{z_7}\frac{I_9 + I_t}{i_k}\right)\omega_1 - \left[\frac{z_7}{z_8} I_6 + \frac{z_8}{z_7}(I_9 + I_t) + i_k \frac{z_5}{z_4} I_3\right]\omega_9\right\}}{\frac{z_5}{z_4}(I_3 + I_m) + \frac{z_4}{z_5} I_6 + \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{I_9 + I_t}{i_k}} \tag{17}$$

Aceasta este expresia lucrului mecanic de patinare a ambreiajului dacă masele, care se rotesc liber se unesc, presupunînd date momentele lor de inerţie.

În condiţii reale de funcţionare a automobilului, ambreiajul se ambreiază de obicei astfel încît turaţia arborelui motor, să rămînă relativ constantă în timpul ambreierii, adică $\omega_1 = \text{const.}$ În aceste condiţii, cuplurile M_2 şi M_m variază în timpul ambreierii, crescînd treptat de la valoarea zero la valoarea lor maximă. Viteza unghiulară a arborelui motor rămîne constantă, dacă momentul motor M_m este totdeauna egal cu momentul frecării de alunecare din ambreiaj M_2.

Cuplul ambreiajului M_2 învinge în primul rînd cuplul rezistent aplicat arborelui condus M_r şi imprimă, în al doilea rînd arborelui conducător al cutiei de viteze o accelerаţie unghiulară $\frac{d\,\omega_3}{d\,t}$.

Alegînd drept parametru unghiul φ de rotire al arborelui primar al cutiei de viteze, se poate scrie următoarea ecuaţie a lui Lagrange :

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}}\right)-\frac{\partial E}{\partial \varphi}=\frac{\partial U}{\partial \varphi}. \tag{18}$$

Energia cinetică a sistemului (fig. 5) este :

$$E=\frac{1}{2}I_3\omega_3^2+\frac{1}{2}I_6\omega_6^2+\frac{1}{2}(I_9+I_t)\omega_9^2.$$

Ţinînd seama că :

$$\omega_3=\dot{\varphi}\ ;\ \omega_6=\frac{Z_4}{Z_5}\omega_3=\frac{Z_4}{Z_5}\dot{\varphi}\ ;\ \omega_9=\frac{Z_4\,Z_8}{Z_5\,Z_7}\omega_3=\frac{\dot{\varphi}}{i_k},$$

rezultă :

$$E=\frac{\dot{\varphi}^2}{2}\left(I_3+\frac{Z_4^2}{Z_5^2}I_6+\frac{I_9+I_t}{i_k^2}\right)\ ;\ \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}}=\dot{\varphi}\left(I_3+\frac{Z_4^2}{Z_5^2}I_6+\frac{I_9+I_t}{i_k^2}\right)\ ;\ \frac{\partial E}{\partial \varphi}=0.$$

Avînd în vedere că expresia funcţie de forţe este :

$$U=M_2\varphi-M_r\frac{\varphi}{i_k}=\left(M_2-\frac{M_r}{i_k}\right)\varphi,$$

rezultă :

$$\frac{\partial U}{\partial \varphi}=M_2-\frac{M_r}{i_k}.$$

Ecuaţia lui Lagrange devine :

$$\left(I_3+\frac{Z_4^2}{Z_5^2}I_6+\frac{I_9+I_t}{i_k^2}\right)\frac{d\omega_3}{dt}=M_2-\frac{M_r}{i_k},$$

de unde :

$$M_2\,dt-\frac{M_r}{i_k}dt=\left(I_3+\frac{Z_4^2}{Z_5^2}I_6+\frac{I_9+I_r}{i_k^2}\right)d\omega_3. \tag{19}$$

Integrarea ecuaţiei diferenţiale (19) necesită cunoaşterea funcţiilor:

$$M_2=M_2(t)\ \text{şi}\ M_r=M_r(t).$$

Cuplul rezistent M_r se poate considera în majoritatea cazurilor, constant în timpul ambreierii [14]. Variaţia cuplului M_2 poate fi, însă, oarecare.

În prezenta lucrare se studiază mai multe cazuri de variaţie a cuplului frecării de alunecare din ambreiaj M_2.

Se analizează mai întîi cazul în care cuplul frecării de alunecare M_2 variază liniar cu timpul, adică :

$$M_2=\varkappa\, t, \tag{20}$$

unde $\varkappa$ este un factor de proporţionalitate, presupus constant.

Procesul ambreierii se poate descompune în două etape: prima etapă, în care cuplul M_2 crește de la valoarea zero la valoarea $\frac{M_r}{i_k}$ și a doua în care cuplul M_2 continuă să crească pînă cînd atinge valoarea maximă, la care se termină patinarea. În prima etapă a ambreierii viteza unghiulară a arborelui primar ω_3, care este proporțională cu viteza automobilului, se poate considera constantă. În etapa doua, viteza unghiulară a arborelui primar crește pînă atinge valoarea vitezei unghiulare a arborelui motor, ω_1.

Durata t_1 a primei etape a ambreierii se determină ținînd seama că:

$$d M_2 = \varkappa d t,$$

sau:

$$\int_0^{M_r/i_k} d M_2 = \varkappa \int_0^{t_1} d t,$$

de unde:

$$t_1 = \frac{M_r}{\varkappa i_k}. \tag{21}$$

Pentru cea de-a doua etapă a ambreierii, se poate scrie de asemenea:

$$d M_2 = \varkappa d t,$$

sau:

$$\int_{M_r/i_k}^{M_2} d M_2 = \varkappa \int_0^{t} d t,$$

de unde se deduce cuplul M_2 al ambreiajului în cea de-a doua etapă a ambreierii:

$$M_2 = \frac{M_r}{i_k} + \varkappa t \tag{22}$$

În relația (22), t reprezintă durata celei de-a doua etapă a ambreierii. Ținînd seama de (22), ecuația (19) devine:

$$\varkappa t d t = \left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right) d \omega_3; \tag{23}$$

integrînd se obține:

$$\varkappa \int_0^{t_2} t d t = \left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_3}{i_k^2}\right) \int_{\omega_3}^{\omega_1} d \omega_3,$$

adică :

$$\varkappa \frac{t_2^2}{2}\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)\left(\omega_1 - \omega_3\right),$$

de unde, ţinînd seama că $\omega_3 = i_k\, \omega_9$:

$$t_2 = \sqrt{\frac{2}{\varkappa}\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)\left(\omega_1 - i_k\, \omega_9\right)} \tag{24}$$

Introducînd notaţia :

$$\alpha = \sqrt{2\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)\left(\omega_1 - i_k\, \omega_9\right)}, \tag{25}$$

α fiind, după cum se vede un coeficient care depinde de rapiditatea ambreierii, rezultă durata celei de a doua etapă a ambreierii în funcţie de α şi $\varkappa$:

$$t_2 = \frac{\alpha}{\sqrt{\varkappa}}$$

Timpul total de ambreiere t_0 este egal cu suma $t_1 + t_2$; prin urmare rezultă :

$$t_0 = \frac{M_r}{\varkappa\, i_k} + \frac{\alpha}{\sqrt{\varkappa}}. \tag{26}$$

Din (26) se vede că durata t_0 a ambreierii este cu atît mai mică, cu cît coeficientul de proporţionalitate $\varkappa$ este mai mare. Creşterea coeficientului $\varkappa$ necesită însă, o mărime a valorii maxime a cuplului M_2, la care viteza unghiulară a arborelui primar al cutiei de viteze ω_3 atinge viteza unghiulară a arborelui motor ω_1.

Presupunînd că valoarea maximă a cuplului frecării de alunecare din ambreiaj M_2 pentru care $\omega_3 = \omega_1$ este egală cu $M_{2\varkappa}$, rezultă în baza relaţiilor (20) şi (26) :

$$M_{2\varkappa} = \varkappa\, t_0 = \frac{M_r}{i_k} + \alpha\sqrt{\varkappa}. \tag{27}$$

Evident că creşterea coeficientului $\varkappa$ este posibilă numai pînă la valoarea la care cuplul motor $M_{2\varkappa}$ atinge valoarea momentului motor M_m. Rezultă astfel formula care permite determinarea valorii maxime a coeficientului $\varkappa$:

$$M_{m\,max} = \frac{M_r}{i_k} + \alpha\sqrt{\varkappa_{max}},$$

de unde :

$$\varkappa_{max} = \frac{1}{\alpha^2}\left(M_{m\,max} - \frac{M_r}{i_k}\right)^2.$$

Înlocuind această valoare a lui $\varkappa_{max}$ în relația (26), se obține pentru timpul total minim de ambreiere expresia :

$$t_{0\,min} = \frac{\alpha^2 M_{m\,max}}{\left(M_{m\,max} - \frac{M_r}{i_k}\right)^2}, \tag{28}$$

în care $M_{m\,max}$ reprezintă cuplul maxim la turația arborelui cotit la care se produce ambreierea.

Vom presupune acum că cuplul frecării de alunecare din ambreiaj variază exponențial cu timpul, adică :

$$M_2 = e^{\varkappa t}, \tag{29}$$

$\varkappa$ fiind o constantă. Durata t_1 a primei etape a ambreierii va rezulta din egalitatea :

$$d\,M_2 = \varkappa\, e^{\varkappa t}\, d\,t,$$

care integrată :

$$\int_0^{M_r/i_k} d\,M_2 = \varkappa \int_0^{t_1} e^{\varkappa t}\, dt$$

conduce la :

$$t_1 = \frac{1}{\varkappa} \ln \frac{M_r}{i_k}, \tag{30}$$

$\ln \frac{M_r}{i_k}$ fiind o constantă, rezultă că variația timpului t_1 în funcție de $\varkappa$ este o hiperbolă.

Pentru cea de a doua etapă a ambreierii, avem :

$$\int_{M_r/i_k}^{M_2} d\,M_2 = \varkappa \int_0^{t} e^{\varkappa t}\, dt,$$

de unde :

$$M_2 = \frac{M_r}{i_k} + e^{\varkappa t}. \tag{31}$$

Ecuația (19) devine deci :

$$e^{\varkappa t}\, dt = \left(I_3 = \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right) d\,\omega_3. \tag{32}$$

Integrînd se obține :

$$\frac{1}{\varkappa} e^{\varkappa t_2} = \left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_1 - \omega_3), \tag{33}$$

de unde :

$$t_2 = \frac{1}{\varkappa} \ln \left[\varkappa \left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_1 - i_k\, \omega_9)\right]. \tag{34}$$

Notînd :

$$\alpha = \left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_1 - \omega_3),$$

rezultă :

$$t_2 = \frac{\ln(\alpha \varkappa)}{\varkappa}. \tag{35}$$

În fig. 6 se arată variaţia lui t_2 în funcţie de $\varkappa$.
Timpul total de ambreiere va fi :

$$t_0 = \frac{\beta + \ln(\alpha \varkappa)}{\varkappa}, \tag{36}$$

unde s-a notat :

$$\ln \frac{M_r}{i_k} = \beta.$$

În fig. 7 se arată variaţia timpului total t_0 în funcţie de $\varkappa$.
Din diagramă se vede care este domeniul valorilor lui pentru care durata t_0 a ambreierii este minimă.

Valoarea maximă a cuplului frecării de alunecare este :

$$M_{2\varkappa} = \ln(\alpha \varkappa) + \beta. \tag{37}$$

Variaţia cuplului $M_{2\varkappa}$ în funcţie de $\varkappa$ se arată în fig. 8.
Din egalitatea :

$$M_{m\,max.} = \ln(\alpha \varkappa_{max.}) + \beta,$$

deducem :

$$\varkappa_{max.} = \frac{1}{\alpha} e^{M_{m\,max.} - \beta}. \tag{38}$$

Înlocuind această valoare a lui $\varkappa_{max}$ în relaţia lui t_0, se obţine expresia timpului minim de ambreiere :

$$t_{0\,min} = \frac{\alpha \cdot M_{m\,max}}{e^{M_{m\,max} - \beta}}. \tag{39}$$

$M_{m\,max.}$ fiind cuplul motor maxim la turaţia arborelui cotit la care se produce ambreierea.

În fine, presupunem că cuplul frecării de alunecare din ambreiaj variază cu timpul după o curbă de gradul n, adică :

$$\frac{dM_2}{dt} = \varkappa t^n, \tag{40}$$

$\varkappa$ fiind un coeficient de proporţionalitate presupus constant. Din egalitatea :

$$dM_2 = \varkappa t^n \, dt,$$

deducem prin integrare :

$$\int_0^{\frac{M_r}{i_k}} dM_2 = \varkappa \int_0^{t_1} t^n \, dt,$$

de unde :

$$t_1 = \sqrt[n+1]{\frac{(n+1) M_r}{\varkappa \, i_k}} \tag{41}$$

Pentru cea de a doua etapă a ambreiajului avem :

$$\int_{\frac{M_r}{i_k}}^{M_2} dM_2 = \varkappa \int_0^{t} t \, dt,$$

de unde :

$$M_2 = \frac{M_r}{i_k} + \frac{\varkappa}{n+1} t^{n+1}. \tag{42}$$

Ţinînd seama de (42), ecuaţia (19) devine :

$$\frac{\varkappa}{n+1} \int_0^{t_2} t^{n+1} dt = \left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2} \right) \int_{\omega_3}^{\omega_1} d\omega_3,$$

de unde se deduce :

$$\frac{\varkappa}{(n+1)(n+2)} t_2^{n+2} = \left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2} \right) (\omega_1 - \omega_3).$$

Ţinînd seama că $\omega_3 = i_k \, \omega_9$ se obţine :

$$t_2 = \sqrt[n+2]{\frac{(n+1)(n+2)}{\varkappa} \left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2} \right) (\omega_1 - i_k \, \omega_9)}. \tag{43}$$

În vederea determinării unghiului Θ de patinare, procesul de ambreiere se descompune tot în două etape.

Ţinînd seama că în prima etapă a ambreierii vitezele unghiulare ω_1 şi ω_9 se presupun constante, rezultă că şi diferenţa :

$$\omega_1 - i_k \, \omega_9$$

se menţine constantă.

Unghiul de patinare Θ_1 din această etapă va fi :

$$\Theta_1 = (\omega_1 - i_k \, \omega_9) \, t_1, \tag{44}$$

t_1 fiind timpul de patinare al ambreiajului.

În cea de-a doua etapă a ambreierii, unghiul elementar de patinare $d\Theta_2$ va fi

$$d\Theta_2 = (\omega_1 - \omega_3')\,dt, \tag{45}$$

în care ω_3' este viteza unghiulară a arborelui primar al cutiei de viteze presupusă variabilă.

În ipoteza că cuplul frecării de alunecare din ambreiaj M_2 variază liniar cu timpul, din ecuația (23) deducem prin integrare :

$$\frac{\varkappa t^2}{2} = \left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_3' - \omega_3),$$

de unde :

$$\omega_3' = \omega_3 + \frac{\varkappa t^2}{2\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)}$$

Înlocuind această valoare a lui ω_3' în (45), ținînd seama că $\omega_3 = i_k\,\omega_9$ rezultă :

$$d\Theta_2 = (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\,dt - \frac{\varkappa t^2\,dt}{2\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)} \tag{46}$$

Prin integrarea ecuației (46) se obține :

$$\Theta_2 = (\omega_1 - i_k\,\omega_9)t_2 - \frac{\varkappa t_2^3}{6\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)},$$

sau ținînd seama că :

$$t_2^2 = \frac{2}{\varkappa}\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} i_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_1 - i_k\,\omega_9)$$

se obține :

$$\Theta_2 = \frac{2}{3}(\omega_1 - i_k\,\omega_9)\,t_2,$$

unde t_2 este timpul de patinare al ambreiajului, care în această ipoteză se determină cu relația (24).

Unghiul total de patinare al ambreiajului va fi, deci :

$$\Theta_0 = \Theta_1 + \Theta_2 = (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\left(t_1 + \frac{2}{3} t_2\right),$$

sau :

$$\Theta_0 = (\omega_1 \quad i_k\,\omega_9)\left[\frac{M_r}{\varkappa\, i_k} + \frac{2}{3}\sqrt{\frac{2}{\varkappa}\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_1 - i_k\,\omega_9)}\right] \tag{47}$$

Lucrul mecanic consumat prin patinarea ambreiajului se determină considerînd procesul ambreierii constituit tot din două etape.

Lucrul mecanic de patinare în prima etapă a ambreiajului se calculează ţinînd seama că viteza unghiulară de patinare $(\omega_1 - i_k\,\omega_9)$ este constantă.

Presupunînd că variaţia cuplului de frecare M_2 în funcţie de timp este liniară, rezultă :

$$L_1 = M_r \frac{1}{i_k} \cdot \frac{\Theta_1}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_r}{i_k} (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\, t_1. \tag{48}$$

Lucrul mecanic elementar dL_2 în cea de a doua etapă a ambreierii, corespunzător unei rotaţii cu unghiul elementar $d\,\Theta_2$ este :

$$d\,L_2 = M_2\, d\,\Theta_2.$$

Ţinînd seama de (22) şi (46), rezultă :

$$d\,L_2 = \left(\frac{M_r}{i_k} + \varkappa t\right) \left[(\omega_1 - i_k\,\omega_9)\, d\,t - \frac{\varkappa\, t^2\, d\,t}{2\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)} \right].$$

Integrînd se obţine :

$$L_2 = \frac{M_r}{i_k} (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\, t_2 + \frac{\varkappa}{2} (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\, t_2^2 - \frac{\varkappa\, M_r}{6\, i_k \left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)}\, t_2^3 -$$

$$- \frac{\varkappa^2}{8\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)}\, t_2^4$$

Avînd în vedere relaţia (24), expresia lui L_2 devine :

$$L_2 = \frac{1}{2}\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right) (\omega_1 - i_k\,\omega_9)^2 + \frac{2}{3} \cdot \frac{M_r}{i_k} (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\, t_2. \tag{49}$$

Lucrul mecanic total de patinare L_0 corespunzător unei operaţii de ambreiere este :

$$L = L_1 + L_2 = \frac{1}{2}\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right) (\omega_1 - i_k\,\omega_9)^2 +$$

$$+ \frac{M_r}{i_k} (\omega_1 - i_k\,\omega_9) \left(\frac{t_1}{2} + \frac{2}{3}\, t_2\right). \tag{50}$$

Din (50) se vede că ritmul mai scăzut al ambreierii măreşte valoarea lucrului mecanic de patinare. Creşterea lucrului mecanic de frecare este însă determinată şi de valoarea momentului rezistent M_r. În multe cazuri se întîmplă ca M_r să fie egal cu zero ; în aceste situaţii :

$$L_0 = \frac{1}{2}\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right) \left(\omega_1 - i_k\,\omega_9\right)^2. \tag{51}$$

În aceste cazuri se vede din expresia (51) a lucrului mecanic de patinare că acesta nu mai depinde de rapiditatea cu care se efectuează ambreierea. În cazul în care variația cuplului de alunecare din ambreiaj în timp este exponențială, din egalitatea (32) deducem prin integrare :

$$\frac{1}{\varkappa} e^{\varkappa t} = \left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)\left(\omega_3' - \omega_3\right),$$

de unde :

$$\omega_3' = \omega_3 + \frac{e^{\varkappa t}}{\varkappa\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)}$$

Rezultă deci :

$$d\,\Theta_2 = (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\,d\,t - \frac{e^{\varkappa t} d\,t}{\varkappa\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)} \tag{52}$$

Integrînd se obține :

$$\Theta_2 = (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\,t_2 - \frac{e^{\varkappa t_2}}{\varkappa^2\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)}$$

Ținînd seama că :

$$\frac{1}{\varkappa} e^{\varkappa t_2} = \left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_1 - i_k\,\omega_9),$$

rezultă :

$$\Theta_2 = \frac{(\omega_1 - i_k\omega_9)}{\varkappa}(\varkappa\, t_2 - 1).$$

Prin urmare unghiul total de patinare este :

$$\Theta_0 = (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\left(t_1 + t_2 - \frac{1}{\varkappa}\right).$$

Avînd în vedere relațiile (32) și (33), se obține :

$$\Theta_0 = (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\left\{\frac{1}{\varkappa}\ln\frac{M_r}{i_k} + \frac{1}{\varkappa}\ln\left[\varkappa\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_1 - i_k\,\omega_9)\right] - \frac{1}{\varkappa}\right\}.$$

Lucrul mecanic de patinare L_1 din prima etapă a ambreierii este :

$$L_1 = M_2 \cdot \frac{\Theta_1}{2} = \frac{M_r}{2\,i_k}(\omega_1 - i_k\,\omega_9)\,t_1,$$

iar lucrul mecanic de patinare în cea de a doua etapă a ambreierii :

$$d\,L_2 = M_2\,d\,\Theta_2.$$

Ținînd seama de (31) și de (52) se obține :

$$dL_2 = \left(\frac{M_r}{i_k} + e^{\varkappa t}\right)\left[(\omega_1 - i_k\,\omega_9)\,dt - \frac{e^{\varkappa t}\,dt}{\varkappa\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)}\right],$$

de unde prin integrare :

$$L_2 = \frac{M_r}{i_k}(\omega_1 - i_k\,\omega_9)\,t_2 + \frac{\omega_1 - i_k\,\omega_9}{\varkappa}\,e^{\varkappa t_2} - \frac{M_r\,e^{\varkappa t_2}}{\varkappa^2 i_k\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)} -$$

$$- \frac{e^{2\varkappa t_2}}{2\varkappa^2\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)}.$$

Ținînd seama de (33) și de (34), rezultă :

$$L_2 = \frac{M_r}{\varkappa\, i_k}(\omega_1 - i_k\,\omega_9)\left\{\ln\left[\varkappa\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_1 - i_k\,\omega_9)\right] - 1\right\} -$$

$$- \frac{3}{2}\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_1 - i_k\,\omega_9)^2.$$

Lucrul mecanic total de patinare va fi în acest caz :

$$L_0 = \frac{M_r}{i_k}(\omega_1 - i_k\,\omega_9)\left(\frac{t_1}{2} + \frac{1}{\varkappa}\left\{\ln\left[\varkappa\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_1 - i_k\,\omega_9)\right] - 1\right\} -\right.$$

$$- \frac{2}{3}\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_1 - i_k\,\omega_9)^2.$$

În fine, în cazul cînd cuplul frecării de alunecare din ambreiaj variază cu timpul după o curbă de gradul n, unghiul de patinare Θ_1 în prima etapă a ambreierii este :

$$\Theta_1 = (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\,t_1,$$

adică :

$$\Theta_1 = (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\sqrt[n+1]{\frac{(n+1)\,M_r}{\varkappa\, i_k}}.$$

Ținînd seama de ecuația (42), relația (19) devine :

$$\frac{\varkappa}{n+1}\,t^{n+1}\,dt = \left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right) d\omega_3,$$

de unde prin integrare :

$$\frac{\varkappa}{(n+1)(n+2)}\,t^{n+2} = \left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_3' - \omega_3).$$

Se obţine :

$$\omega_3' = \omega_3 + \frac{\varkappa t^{n+2}}{(n+1)(n+2)\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)}.$$

Prin urmare unghiul elementar de patinare al ambreiajului în cea de a doua etapă a ambreierii va fi :

$$d\Theta_2 = (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\,dt - \frac{\varkappa t^{n+2} dt}{(n+1)(n+2)\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)}, \tag{55}$$

de unde prin integrare :

$$\Theta_2 = (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\,t_2 - \frac{\varkappa t_2^{n+3}}{(n+1)(n+2)(n+3)\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)}.$$

Avînd în vedere că :

$$\frac{\varkappa t_2^{n+2}}{(n+1)(n+2)} = \left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_1 - i_k\,\omega_9),$$

se obţine :

$$\Theta_2 = \frac{n+2}{n+3}(\omega_1 - i_k\,\omega_9)\,t_2.$$

Unghiul total de patinare al ambreiajului va fi :

$$\Theta_0 = \Theta_1 + \Theta_2 = (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\left(t_1 + \frac{n+2}{n+3} t_2\right),$$

sau :

$$\Theta_0 = (\omega_1 - i_k\,\omega_9)\left(\sqrt[n+1]{\frac{(n+1)M_r}{\varkappa\, i_k}} + \right.$$

$$\left. + \frac{n+2}{n+3}\sqrt[n+2]{\frac{(n+1)(n+2)}{\varkappa}\left(I_3 + \frac{z_4^2}{z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)(\omega_1 - i_k\,\omega_9)}\right)$$

Lucrul mecanic de patinare în prima etapă a ambreierii este :

$$L_1 = \frac{1}{i_k} M_r \cdot \frac{\Theta_1}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_r}{i_k}(\omega_1 - i_k\,\omega_9)\,t_1,$$

adică :

$$L_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_r}{i_k}(\omega_1 - i_k\,\omega_9)\sqrt[n+1]{\frac{(n+1)M_r}{\varkappa\, i_k}}. \tag{56}$$

Lucrul mecanic elementar de patinare în cea de a doua etapă a ambreierii este :

$$dL_2 = M_2\, d\Theta_2$$

Ținînd seama de (42) și (55), rezultă :

$$d L_2 = \left(\frac{M_r}{i_k} + \frac{\varkappa}{n+1} t^{n+1}\right)\left[(\omega_1 - i_k \omega_9) d t - \right.$$

$$\left. - \frac{\varkappa t^{n+2} d t}{(n+1)(n+2)\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)}\right],$$

de unde prin integrare :

$$L_2 = \frac{M_r}{i_k}(\omega_1 - i_k \omega_9) t_2 + \frac{\varkappa (\omega_1 - i_k \omega_9)}{(n+1)(n+2)} t_2^{n+2} -$$

$$\frac{\varkappa M_r t_2^{n+3}}{i_k (n+1)(n+2)(n+3)\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)} - \frac{\varkappa^2 t^{2(n+2)}}{2(n+1)^2(n+2)^2\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_4^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)}$$

Ținînd seama de (43), se obține :

$$L_2 = \frac{1}{2}\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)\left(\omega_1 - i_k \omega_9\right)^2 + \frac{n+2}{n+3} \cdot \frac{M_r}{i_k}\left(\omega_1 - i_k \omega_9\right) t_2 .$$

Lucrul mecanic total de patinare L_0, corespunzător unei operații de ambreiere este :

$$L_2 = \frac{1}{2}\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)\left(\omega_1 - i_k \omega_9\right)^2 + \frac{M_r}{i_k}\left(\omega_1 - i_k \omega_9\right)\left(\frac{t_1}{2} + \frac{n+2}{n+3} t_2\right) \quad (57)$$

Făcînd în (57) $n = 0$, se obține :

$$L_0 = \frac{1}{2}\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)\left(\omega_1 - i_k \omega_9\right)^2 + \frac{M_r}{i_k}\left(\omega_1 - i_k \omega_9\right)\left(\frac{t_1}{t_2} + \frac{2}{3} t_2\right),$$

adică expresia (50) a lucrului mecanic total de patinare L_0, în ipoteza că cuplul frecării de alunecare din ambreiaj M_2 variază liniar cu timpul.

Pentru $n = 1$ din (57) rezultă :

$$L_0 = \frac{1}{2}\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)\left(\omega_1 - i_k \omega_9\right)^2 + \frac{M_r}{i_k}\left(\omega_1 - i_k \omega_9\right)\left(\frac{1}{2} t_1 + \frac{4}{5} t_2\right). \quad (58)$$

Aceasta este expresia lucrului mecanic total de patinare L_0 în cazul în care cuplul frecării de alunecare din ambreiaj M_2 variază parabolic.

Dacă înlocuim $n = 2$ în ecuația (57), ne rezultă :

$$L_0 = \frac{1}{2}\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)\left(\omega_1 - i_k \omega_9\right)^2 + \frac{M_r}{i_k}\left(\omega_1 - i_k \omega_9\right)\left(\frac{1}{2} t_1 + \frac{4}{5} t_2\right), \quad (59)$$

adică expresia lucrului mecanic total de patinare L_0 în cazul în care cuplul frecării de alunecare din ambreiaj M_2 variază după o parabolă cubică.

Se observă că în toate aceste trei cazuri, făcînd $M_r = 0$, se obține :

$$L_0 = \frac{1}{2}\left(I_3 + \frac{Z_4^2}{Z_5^2} I_6 + \frac{I_9 + I_t}{i_k^2}\right)\left(\omega_1 - i_k \omega_9\right)^2 . \quad (60)$$

Résumé

On y détermine les expressions du travail mécanique de patinage aux embrayages d'automobile et celles du temps total à embrayer en plusieurs cas de variation, en ce qui concerne le couple du frottement dans l'embrayage.

On envisage, tout d'abord, le cas où le couple du frottement glissant varie d'une façon linéaire par rapport au temps.

On suppose que le couple du frottement glissant de l'embrayage varie d'une façon exponentielle par rapport au temps.

Enfin, on y présente l'hypothèse que le couple du frottement glissant de l'embrayage varie, par rapport au temps, selon, une courbe du degre n.

Aussi a-t-on tracé, pour tous les cas analysés dans cet ouvrage, les diagrammes de variation concernant le temps total de patinage à l'embrayage, en fonction du facteur de la proportionnalite χ.

Zusammenfassung

Es wurden die Gleichungen der mechanischen Arbeit für Gleitung sowie die Gesammtzeit zum vollständigen Verschluss der Kupplung, bei verschiedenen Grössen des Reibungsmomentes.

Im ersten Fall wurde eine lineare Zeitabhängigkeit des Reibungsmomentes verwendet, im zweiten Fall eine exponentiale Funktion und schliesslich eine Zeitabhängigkeit des Reibungsmomentes nach einer Funktion n-ten Grades.

Für alle Fälle wurde die Gesammtzeit für Gleitung der Kupplung in Abhängigkeit des Proportionalitätsfaktor dargestellt.

Bibliografie

1. DUDIȚĂ FL. : *Regimuri tranzitorii în transmisia automobilului.* În „Studii și cercetări de mecanică aplicată", nr. 3, 1964.
2. GHIULAI, A. C. : *Automobile.* Editura Institutului politehnic București 1949.
3. GHIULAI A. C. : *Transmisii moderne de automobil.* În „Revista tehnică militară" nr. 9, 1953.
4. GHIULAI A. C. : *Mecanica automobilului.* Editura tehnică București 1965.
5. MANOLESCU N. I., MAROȘ D. : *Cinetostatica și dinamica mecanismelor.* Editura tehnică, București, 1958.
6. STOENESCU AL., SILAȘ GH. : *Mecanica teoretică.* Editura didactică și pedagogică, București, 1963.
7. SAVANT C. J. : *Calculul sistemelor automate.* Editura tehnică, București, 1967.
8. STEINHILPER W. : *Ermittlung des Temperaturverlausf in Reibungsbremsen und Kupplungen mit Hilfe eines Analogie.* Teil I. ATZ nr. 8, 1964.
9. STEINHILPER W. : *Temperaturverlauf in schmellchalbeten Reinbungkupplungen undbremsen,* ATZ nr. 7 și 8, 1963.
10. SEVERINEANU C., POPESCU M. P. : *Organe de mașini.* Editura didactică și pedagogică, București, 1965.
11. UNTARU M. : *Teoria, calculul și construcția automobilelor.* Editura didactică și pedagogică, București, 1963.
12. UNTARU M., CÎMPEANU V., SEITZ N., MOSCU I. : *Studiul și experimentarea ambreiajelor destinate autobuzelor românești.* În „Buletinul Institutului politehnic Brașov", vol. IX—1967, seria A, Mecanică.
13. ZIMELEV G. V. : *Teoria avtomobilia.* Maşghiz, Moskva, 1959.
14. CIUDAKOV A. E. : *Teoriia avtomobilia,* Maşghiz, Moskva, 1950.

R é s u m é

On y détermine les expressions du travail mécanique de patinage aux embrayages d'automobile et celles du temps total à embrayer en plusieurs cas de variation, en ce qui concerne le couple du frottement dans l'embrayage.

On envisage, tout d'abord, le cas où le couple du frottement glissant varie d'une façon linéaire par rapport au temps.

On suppose que le couple du frottement glissant de l'embrayage varie d'une façon exponentielle par rapport au temps.

Enfin, on y présente l'hypothèse que le couple du frottement glissant de l'embrayage varie, par rapport au temps, selon une courbe du degré n.

Aussi a-t-on tiré, pour tous les cas analysés dans cet ouvrage, les diagrammes de variation concernant le temps total de patinage à l'embrayage en fonction du facteur de la proportionnalité x.

Z u s a m m e n f a s s u n g

Es wurden die Gleichungen der mechanischen Arbeit für Gleitung sowie die Gesammtzeit zum vollständigen Verschluss der Kupplung, bei verschiedenen Grössen des Reibungsmomentes.

Im ersten Fall wurde eine lineare Veränderlichkeit des Reibungsmomentes verwendet, im zweiten Fall eine exponentielle Funktion und schliesslich eine Veränderlichkeit des Reibungsmomentes nach einer Funktion n-ten Grades.

Für alle Fälle wurde die Gesammtzeit für Gleitung der Kupplung in Abhängigkeit des Proportionalitätsfaktor dargestellt.

B i b l i o g r a f i e

1. DUDITA Fl. : Mecanismi transformatori în transmisia automobilului. În „Studii și cercetări de mecanică aplicată", nr. 3, 1951.
2. GHIULAI A. C. : Automobile. Editura Institutului politehnic bucureștean 1949.
3. GHIULAI A. C. : Transmisii moderne de automobil. În „Revista tehnică militară" nr. 9, 1952.
4. GHIULAI A. C. : Mecanica automobilului. Editura tehnică București 1956.
5. MANOLESCU N. I., MAROS D. : Cinematica și dinamica mecanismelor. Editura tehnică, București, 1958.
6. STOIENESCU Al., SILAS Gh. : Mecanica teoretică. Editura didactică și pedagogică, București, 1963.
7. SAVANT C. J. : Calculul sistemelor automate. Editura tehnică, București, 1957.
8. STEINHILPER W. : Erwärmung des Temperaturreglers in Reibungskupplungen und Kupplungen mit Hilfe eines Analogie. Teil I. ATZ nr. 8, 1964.
9. STEINHILPER W. : Temperaturreglerl in schmelzlöslichen Reibungskupplungen mechanismen, ATZ nr. 7 și 8, 1963.
10. SEVERINEANU C., POPESCU M., P. : Organe de mașini. Editura didactică și pedagogică, București, 1955.
11. UNTARU M. : Teoria, calculul și construcția automobilelor. Editura didactică și pedagogică, București, 1963.
12. UNTARU M., CIMPEANU V., SEITZ N., MOSCU I. : Studiul și experimentarea mărimilor destinate autobuzelor românești. În „Buletinul Institutului politehnic Iași", vol. IX—1957, seria A, Mecanică.
13. ZIMELEV G. V. : Teoria automobilului. Mașgiz, Moskva, 1959.
14. CIUDAKOV A. E. : Teoria automobilului. Mașgiz, Moskva, 1950.

EFECTE DINAMICE DE ORDINUL 2 ÎN MIŞCAREA GENERALĂ A RIGIDULUI

GH. D. MUNTEANU

1. Considerăm un rigid de masă M în mişcarea generală şi în acest rigid un punct de referinţă oarecare A, centrul de masă fiind în punctul C.

Mişcarea oarecare a rigidului este definită în fiecare moment t de acceleraţia de ordinul oarecare $\bar{a}_A^{(j)}$ şi $\bar{\varepsilon}^{(j)}$ şi de toţi parametrii cinematici ai punctului A de ordin mai mic ca j pînă pînă la j = 0.

Considerînd în punctul A un sistem de referinţă triplu ortogonal drept R_3, legat invariabil de rigidul în mişcare, vom nota cu $\bar{S}_A$ momentul static al rigidului, cu $\bar{\bar{J}}_A$ tensorul axial al momentului de inerţie şi cu $\bar{\bar{P}}_A$ tensorul planar al momentului de inerţie, toate aceste momente masice luate în raport cu sistemul R_3 faţă de care componentele lor vor fi invariabile în raport cu timpul.

Efectele dinamice de un ordin oarecare (j) sau sistemul cantităţilor de acceleraţie de ordinul (j) va fi dat de torsorul dinamic de ordinul j, $\tau_d^{(j)}$, considerat în punctul A şi anume :

vectorul principal dinamic de ordinul j : $\bar{R}^{(j)} = \int_D \bar{a}^{(j)} dm$

momentul dinamic în punctul A de ordinul j : $\bar{M}_A^{(j)} = \int_D \bar{\rho} x \bar{a}^{(j)} dm$

$\bar{\rho}$ fiind vectorul de poziţie al punctului oarecare faţă de A, iar D domeniul ocupat de rigid la un moment dat t.

2. Să considerăm pentru j = 1 torsorul dinamic de ordinul 1 sau cu semn schimbat torsorul forţelor de inerţie, în punctul A,

$$\tau_d^{(1)} \begin{cases} \bar{R} = \int_D \bar{a}\, dm \\ \bar{M}_A = \int_D \bar{\rho} x \bar{a}\, dm \end{cases}$$

Cîmpul sau distribuţia acceleraţiei de ordinul 1 va fi dată de relaţia cunoscută : $\bar{a} = \bar{a}_A + \bar{\varepsilon} \times \bar{\rho} + \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{\rho})$

Se observă că :

$$\int_D \bar{\rho} \times (\bar{\varepsilon} \times \bar{\rho})\, dm = \bar{\bar{J}}_A \bar{\varepsilon}$$

şi că

$$\int_A \bar{\rho} \times [\bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{\rho})]\, dm = \int_A \bar{\omega} \times [\bar{\rho} \times (\bar{\omega} \times \bar{\rho})]\, dm = \bar{\omega} \times \bar{\bar{J}}_A \bar{\omega}$$

Va rezulta astfel cele două coordonate vectoriale ale torsorului dinamic de ordinul 1 :

$$\tau_d^{(1)} \begin{cases} \bar{R} = M\bar{a}_A + \bar{\varepsilon} \times \bar{S}_A + [\bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{S}_A)] = M\bar{a}_C \\ \bar{M}_A = \bar{S}_A \times \bar{a}_A + \bar{\bar{J}}_A \bar{\varepsilon} + \bar{\omega} \times \bar{\bar{J}}_A \bar{\omega} \end{cases} \qquad (1)$$

În lucrarea [1] am ajuns la aceste relaţii pe o cale matricială.

3. Să considerăm pentru $j = 2$ torsorul dinamic de ordinul 2

$$\tau_d^{(2)} \begin{cases} R^{(2)} = \int_D \bar{a}^{(2)}\, dm \\ \bar{M}_A^{(2)} = \int_D \bar{\rho} \times \bar{a}^{(2)}\, dm \end{cases}$$

Cîmpul sau distribuţia acceleraţiei de ordinul 2 va fi dată de relaţia:

$$a^{(2)} = a_A^{(2)} + \bar{\varepsilon}^{(2)} \times \bar{\rho} + 2\bar{\varepsilon} \times (\bar{\omega} \times \bar{\rho}) + \bar{\omega} \times (\bar{\varepsilon} \times \bar{\rho}) + \bar{\omega} \times [\bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{\rho})].$$

Deoarece putem scrie :

$$\bar{\rho} \times [\bar{\varepsilon} \times (\bar{\omega} \times \bar{\rho})] = \bar{\omega} \times [\bar{\rho} \times (\bar{\varepsilon} \times \bar{\rho})] + \rho^2 (\bar{\varepsilon} \times \bar{\omega})$$

$$\bar{\rho} \times [\bar{\omega} \times (\bar{\varepsilon} \times \bar{\rho})] = \bar{\varepsilon} \times [\bar{\rho} \times (\bar{\omega} \times \bar{\rho})] - \rho^2 (\bar{\varepsilon} \times \bar{\omega})$$

va rezulta :

$$\int_D \bar{\rho} \times [\bar{\varepsilon} \times (\bar{\omega} \times \bar{\rho})]\, dm = \bar{\omega} \times \bar{\bar{J}}_A \bar{\varepsilon} + J_A (\bar{\varepsilon} \times \bar{\omega})$$

$$\int_D \bar{\rho} \times [\bar{\omega} \times (\bar{\varepsilon} \times \bar{\rho})]\, dm = \bar{\varepsilon} \times \bar{\bar{J}}_A \bar{\omega} - J_A (\bar{\varepsilon} \times \bar{\omega})$$

$$\int_D \bar{\rho} \times \{\omega \times [\bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{\rho})]\}\, dm = -\bar{\omega}^2 \bar{\bar{J}}_A \bar{\omega}$$

şi deci torsorul dinamic de ordinul 2 în punctul A în cazul mişcării oarecare a unui rigid va avea expresia :

$$\tau_d^{(2)} \begin{cases} \bar{R}^{(2)} = M\bar{a}_A^{(2)} + \bar{\varepsilon}^{(2)} \times \bar{S}_A + 2[\bar{\varepsilon} \times (\bar{\omega} \times \bar{S}_A)] + \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{S}_A) + \bar{\omega} \times [\bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{S}_A)] = Ma_C^{(2)} \\ \bar{M}_A^{(2)} = \bar{S}_A \times \bar{a}_A + \bar{J}_A \varepsilon^{(2)} + 2\bar{\omega} \times \bar{\bar{J}}_A \bar{\varepsilon} + \bar{\varepsilon} \times \bar{\bar{J}}_A \bar{\omega} + J_A (\bar{\varepsilon} \times \bar{\omega}) - \omega^2 J_A \bar{\omega} \end{cases} \qquad (2)$$

Observăm că și în torsorul dinamic de ordinul 2 întîlnim aceleași momente masice ca și în (1) — momente statice în vectorul principal dinamic și momente statice și de inerție în momentul dinamic.

Într-o notă viitoare ne propunem ca folosind formulele de recurență a prof. Mangeron [2] și anume :

$$\bar{a}^{(m)} = \bar{a}_A^{(m)} + (-A_m + \bar{B}_m)\,\bar{u} + \sum_{j=0}^{n-1} \omega^{(j)}(\bar{C}_m \bar{u})$$

în care

$$A_{m+1} = \frac{dA_m}{dt} + (\bar{\omega}\,\bar{B}_m),\quad \bar{B}_{m+1} = \frac{d\bar{B}_m}{dt} - A_m\bar{\omega} \text{ cu } A_1 = \omega^2 \text{ și } \bar{B}_1 = \bar{\varepsilon}$$

$$\bar{C}_{m,j} = \bar{C}_{m-1,j-1} + D\bar{C}_{m-1,j} \quad D = \frac{d}{dt} - \bar{\omega}x \text{ cu } \bar{C}_{10} = \bar{\omega} \text{ și } \bar{C}_{m-1,-1} = \bar{B}_{m-1}$$

să încercăm o formulă de recurență și pentru obținerea torsorului dinamic de ordinul j.

Se pot verifica următoarele relații :

$$R^{(2)} = \dot{R}^{(1)}$$

$$\bar{M}_A^{(2)} = \dot{\bar{M}}_A^{(1)} - \bar{M}^{(0,1)} + \bar{v}_A x\, \bar{R}^{(1)}$$

în care

$$\bar{M}^{(0,1)} = \int_D \bar{v} \times \bar{a}\, dm$$

4. Ne propunem acum să calculăm funcția lui Appell (energia de accelerație) la fel pentru mișcarea generală a rigidului liber.

Conform definiției $A = \frac{1}{2}\int_D \bar{a}^2\, dm = \frac{1}{2}\int_D \{\bar{a} + \bar{\varepsilon}\times\bar{\rho} + \bar{\omega}\times[\bar{\omega}\times\bar{\rho}]\}^2 dm$

Observînd că :

$$\int_D (\omega\times\rho)^2 dm = \bar{\omega}\cdot\bar{\bar{J}}_A\,\omega = J_{A_\omega}\omega^2$$

în care J_{A_ω} este momentul de inerție axial în raport cu axa $A\omega$

$$\int_D (\bar{\varepsilon}\times\bar{\rho})^2 dm = \bar{\varepsilon}\cdot\bar{\bar{J}}_A\,\bar{\varepsilon} = J_{A_\varepsilon}\varepsilon^2$$

în care J_{A_ε} este momentul de inerție axial în raport cu axa $A\varepsilon$

$$\int_D (\bar{\varepsilon}\times\bar{\rho})\cdot[\bar{\omega}\times(\bar{\omega}\times\bar{\rho})]\, dm = (\bar{\varepsilon}\times\bar{\omega})\,\bar{\bar{P}}_A\,\bar{\omega}$$

$$\int_D [\bar{\omega}\times(\bar{\omega}\times\bar{\rho})]^2 dm = \omega^2(\bar{\omega}\cdot\bar{\bar{J}}_A\,\bar{\omega}) = J_{A_\omega}\omega^4$$

găsim

$$A = \frac{1}{2}M\bar{a}_A + \frac{1}{2}J_{A_\omega}\omega^4 + \frac{1}{2}J_{A_\varepsilon}\varepsilon^2 + 2\bar{a}_A(\bar{\varepsilon}\times\bar{S}_A) + 2\bar{a}_A[\bar{\omega}\times(\bar{\omega}\times\bar{S}_A)] + (\bar{\omega}\times\bar{\varepsilon})\,\bar{\bar{P}}_A\,\bar{\omega} \tag{3}$$

Dacă punctul de referinţă este centrul de masă C, A→C expresia funcţiei lui Appell se simplifică la :

$$A = \frac{1}{2} M\bar{a}_C + \frac{1}{2} J_{C\omega}\, \omega^6 + \frac{1}{2} J_{C\varepsilon}\, \varepsilon^2 + (\bar{\omega} \times \bar{\varepsilon}) \cdot \bar{\bar{P}}_A\, \bar{\omega} \qquad (3')$$

Резюме

Исходя из распределения ускорений второго разряда в общим движении свободного жесткого приходят к динамическим эффектам и следовательно к динамическому торсору второго разряда.

Зачем нашли и выражение функции Аппеля в общем движении жёсткого.

Zusammenfassung

Von der Verteilung der Beschleunigungen zweiter Ordnung in der allgemeinen Bewegung eines rigiden Körpers ausgehend gelangt man zu den dynamischen Effekten und somit zum dynamischen Torsor zweiter Ordnung.

Somit wurde auch der Ausdruck der Appelschen Funktion in der allgemeinen Bewegung eines Rigiden erhalten.

Bibliografie

1. GH. D. MUNTEANU : *Forţele de inerţie în mişcarea generală a unui corp rigid.* Lucrări ştiinţifice Inst. polit. Braşov, Fac. de industrializarea lemnului, vol. 2/1956, pag. 379—383.
2. D. MANGERON şi E. CROITORU : *Contribuţii la teoria generală a accelerațiilor reduse în coordonate punctuale şi tangenţiale.* Studii şi cercetări de mecanică aplicată 5, anul XIII 1962, pag. 1177—1192.
3. JEAN MANDEL : *Cours de Mecanique,* ediţie 1965.

PUNCTE CARACTERISTICE ALE TENSORULUI MOMENTELOR DE INERȚIE ÎN CAZUL UNUI CONTINUUM MATERIAL

GH. D. MUNTEANU

1. În lucrarea [1] și [2] se arată că în cazul unui sistem plan (placă) există pe axa centrală de inerție față de care momentul de inerție este maxim, 2 puncte C_1 și C_2, simetrice față de centrul de masă C cu următoarea proprietate : momentele de inerție în raport cu axele concurente în C_1 respectiv C_2 sînt egale între ele și egale cu momentul de inerție central maxim. Autorii au numit aceste puncte, poli de inerție.

Cu alte cuvinte, elipsele de inerție ale polilor de inerție devin cercuri cu aceeași rază a semiaxei mici a elipsei centrale : dacă ne îndepărtăm de C, pe axa centrală de inerție, elipsa de inerție se alungește după cealaltă axă, față de elipsa centrală (fig. 1). Se arată că în sistemul de axe definite de axele centrale principale de inerție (v. fig. 1) coordonatele acestor puncte C_1 și C_2 vor fi :

$$x_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{I_x - I_y}{A}}$$

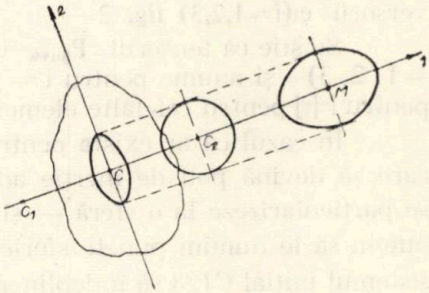


Fig. 1

2. Ne propunem să găsim pentru cazul general al unui continuum material puncte cu o proprietate analoagă, adică să căutăm polii de inerție în spațiu. Spre deosebire de [2] îl vom înlocui cu cel mecanic.

Se știe că într-un punct oarecare O, mărimile care caracterizează distribuția de ordinul 2 a masei unui corp rigid față de acest punct sînt :

$\overline{\overline{J}}_0$ — tensorul axial al momentelor de inerție

$\overline{\overline{P}}$ — tensorul planar al momentelor de inerție

În raport cu un sistem triortogonal drept cu origina în O, Oxyz (în cele ce urmează îl vom denumi R_3) expresia lor va fi :

$$\overline{\overline{J}}_{0xyz}=\begin{bmatrix} J_{xx} & -P_{xy} & -P_{xz} \\ -P_{yx} & J_{yy} & -P_{yz} \\ -P_{zx} & -P_{zy} & J_{zz} \end{bmatrix} \quad \overline{\overline{P}}_{0xyz}=\begin{bmatrix} P_{xx} & P_{xy} & P_{xz} \\ P_{yx} & P_{yy} & P_{yz} \\ P_{zx} & P_{zy} & P_{zz} \end{bmatrix}$$

Prin definiţia dată elementelor acestor doi tensori în baza R_3 vom avea relaţia :

$$\overline{\overline{J}}_{0xyz}+\overline{\overline{P}}_{0xyz}=J_0\overline{\overline{U}}$$

3. Pentru un sistem material în spaţiu, presupunem un continuum material de masă M, în centrul de masă C în raport cu axele principale de inerţie vom avea :

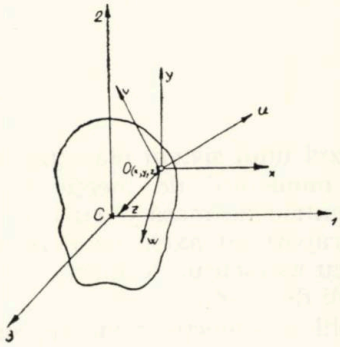


Fig. 2

$$\overline{\overline{P}}_{C123}=\begin{bmatrix} P_{11} & 0 & 0 \\ 0 & P_{22} & 0 \\ 0 & 0 & P_{33} \end{bmatrix}$$

Pentru axele paralele O_{xyz}, cu origina în O de coordonate x,y,z în raport cu sistemul de referinţă C123 elementele tensorului P_{0xyz} vor fi date de relaţiile lui König-Steiner :

$$\begin{aligned} P_{xx}&=P_{11}+x^2M & P_{xy}&=0+xyM=P_{yx} \\ P_{yy}&=P_{22}+y^2M & P_{yz}&=0+yzM=P_{zy} \qquad (1) \\ P_{zz}&=P_{33}+z^2M & P_{zx}&=0+zxM=P_{xz} \end{aligned}$$

Cu origina în O considerăm un alt sistem de referinţă R_3, Ouvw cu versorii $\overline{e}_i(i=1,2,3)$ fig. 2

Se ştie că tensorul $\overline{\overline{P}}_{0uvw}$ va avea ca elemente : $P_{ij}=\overline{e}_{it}\,\overline{\overline{P}}_{0xyz}\,\overline{e}_i(i=i=1,2,3)$ şi anume pentru $i=j$ elementele după diagonală principală şi pentru $i\neq j$ pentru celelalte elemente.

În cazul că ar exista pentru un sistem material în spaţiu puncte O care să devină poli de inerţie adică faţă de care elipsoidul de inerţie să se particularizeze la o sferă — şi vom nota aceste puncte cu S, pentru că putem să le numim puncte sferice, trebuie ca coordonatele punctelor S în sistemul iniţial C123 să îndeplinească următoarele condiţii :

$$P_{ii}=P_{xx}=P_{yy}=P_{zz}$$

$$P_{ij}=P_{xy}=P_{yz}=P_{zx}=0$$

adică tensorul $\overline{\overline{P}}_{0xyz}$ să se reducă la forma lui diagonală scalară sau sferică.

Ținînd seama de relațiile (1) punctele S (de coordonate x,y,z) trebuie să satisfacă următoarele 3 sisteme de ecuații (de cîte 6 ecuații) :

$$M(x^2 - y^2) = P_{22} - P_{11} \quad M(x^2 - y^2) = P_{22} - P_{11} \quad M(x^2 - y^2) = P_{22} - P_{11}$$

$$M(y^2 - z^2) = P_{33} - P_{22} \quad M(y^2 - z^2) = P_{33} - P_{22} \quad M(y^2 - z^2) = P_{33} - P_{22}$$

$$M(z^2 - x^2) = P_{11} - P_{33} \quad M(z^2 - x^2) = P_{11} - P_{33} \quad M(z^2 - x^2) = P_{11} - P_{33}$$

$$x \neq 0 \qquad x = 0 \qquad x = 0$$

$$y = 0 \qquad y \neq 0 \qquad y = 0$$

$$z = 0 \qquad z = 0 \qquad z \neq 0$$

Să ordonăm valorile momentelor de inerție planare principale centrale după ipoteza $P_{33} > P_{22} > P_{11}$ care exprimată în momente de inerție axiale devine $J_{11} > J_{22} > J_{33}$.

În această ipoteză cele 3 sisteme de ecuații sînt incompatibile. Sistemul de ecuații rămîne incompatibil oricum s-ar ordona valorile momentelor de inerție.

Dacă facem ipoteze $P_{33} = P_{22} > P_{11}$ (sau $J_{11} > J_{22} = J_{33}$) atunci primul sistem de soluții ne dă coordonatele a două puncte S_1 și S_2 de coordonate $x_{12} = \pm\sqrt{\frac{P_{33} - P_{11}}{M}}$ $y = 0, z = 0$ așezate pe axa C față de care momentul de inerție este maxim ($J_{11} > J_{22} = J_{33}$).

Sistemul al doilea de ecuație rămîne incompatibil iar al treilea ne dă soluții imaginare.

Rezultă deci că un sistem material oarecare (în spațiu) nu are puncte sferice.

Sistemul material în spațiu care admite ca momentele planare principale de inerție maxim și mijlociu să fie egale : ($P_{33} = P_{22}$) (adică momentele axiale centrale de inerție minim și mijlociu să fie egale $J_{22} = J_{33}$) va admite două puncte sferice.

Corpurile cu axă de simetrie — deci corpurile de rotație sau cele prismatice — pentru care J este maxim și celelalte 2 ecuatoriale $J_{22} = J_{33}$, îndeplinesc condiția de mai sus și deci pe axa principală centrală de inerție C_1 (față de care momentul de inerție este maxim) va avea două puncte sferice așezate simetric față de centrul de masă C.

Demonstrația se putea face și cu ajutorul tensorului axial de inerție al punctului O care în ipoteza făcută mai sus am văzut că devine $J_{11} > J_{22} = J_{33}$ iar abscisele sferice vor fi $x_{12} = \pm\sqrt{\frac{J_{11} - J_{22}}{M}}$.

4. Cunoscîndu-se acum aceste puncte sferice putem determina ușor la aceste corpuri materiale, direcțiile principale de inerție ale unui punct oarecare P.

Mai întîi presupunînd că P se află într-un plan principal de inerție observăm că față de două axe de simetrie față de axa principală de inerție Δ_1 și Δ_2 — deci făcînd același unghi α, avem

$$J_{\Delta_1} = \cos^2 \alpha \, J_{11} + \sin^2 \alpha \, J_{22} = J_{\Delta_2}$$

Reciproca : Dacă avem 2 axe $\triangle_1$ și $\triangle_2$ într-un plan principal de inerţie cele două bisectoare vor fi axe principale de inerţie ale punctului de concurenţă P a celor două axe.

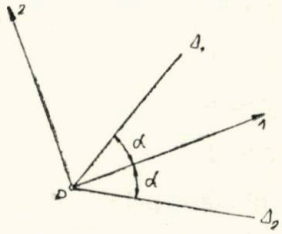


Fig. 3

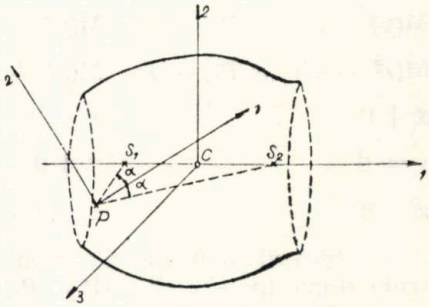


Fig. 4

La un corp de revoluţie sau prismatic cu axa de simetrie (cu condiţia $J_{22} = J_{33}$) un punct oarecare P se va găsi totdeauna într-un plan principal de inerţie.

Unind P cu S_1 și S_2 dreptele PS_1 și PS_2 se găsesc și ele în acest plan.

Dar $J_{PS_1} = J_{PS_2}$ prin definirea punctelor sferice — deci bisectoarele acestor drepte care fac între ele 90° vor fi axe principale de inerţie ale punctului P.

Cea de a treia axă principală va fi perpendiculară în P pe planul PS_1S_2.

Резюме

Используя знакомые отношения между тензорами моментов инерции, относительны к ортогональным системам отчётам с паралельными иконкурентными осями, указывается условия, выполняющие материалом, чтобы сензор моментов инерции имел бы определённые характерные точки.

Указывается какие эти точки и какие свойства имеют они.

Zusammenfassung

Wenn man die bekannten Verbindungen zwischen den Tensoren der Trägheitsmomenten die sich zu den dreirechtwinkligen Grundsystemen mit parallelen oder verkreuzen Achsen beziehen, so zeigt man die Bedingungen, die von einem ununterbrochenen Material erfüllt werden müssen, damit seine Tensoren der Trägheitsmomente bestimmte charakteristische Punkte haben.

Es werden diese Punkte gezeigt, so wie auch ihre Eigenschaften.

ASUPRA TENSIUNILOR ÎN BARE CURBE

I. GOIA

GENERALITĂȚI

Cercetările teoretice exacte bazate pe teoria elasticității, precum și datele experimentale obținute prin metoda fotoelastică la piesele de secțiune variabilă, au arătat lipsa de valabilitate a formulelor de calcul din rezistența materialelor bazate pe ipoteza lui Bernoulli. Diferențele obținute prin aplicarea formulelor lui Navier și Juravski, sînt cu atît mai mari cu cît gradientul de variație a secțiunii este mai mare. Aplicarea cu prea multă ușurință a formulelor din rezistența materialelor la aceste piese se datorește și faptului, că lipsesc rezolvări exacte pentru majoritatea cazurilor întîlnite în practică, după cum rezultă din [1], [2], [3], [4].

Verhovskii [2], [3], [4] a produs pentru calculul barelor cu variație continuă și uniformă a secțiunii, ipoteza secțiunilor cilindrice. Secțiunea cilindrică este o parte a suprafeței laterale a unui cilindru circular luat astfel, încît să fie normală la conturul superior și inferior al barei. Se face ipoteza conservării secțiunilor cilindrice, adică secțiunile cilindrice înainte de deformare normale la conturul superior și inferior, rămîn normale la conturul superior și inferior și după deformație.

Justificarea acestei ipoteze se bazează pe următoarele considerații.

1. Tensiunile normale în punctele de pe suprafața superioară sau inferioară a conturului barei se vor găsi în planul tangent la această suprafață și prin urmare, vor fi tensiuni normale principale, ceea ce nu se obține în cazul ipotezei secțiunilor plane, decît numai la bara dreaptă de secțiune constantă (figura 1).

2. În principiu o oarecare deformare a unei secțiuni cilindrice în cazul încovoierii barelor de secțiune variabilă nu este un fapt care contrazice aplicarea acestei ipoteze. Se știe că utilizarea ipotezei secțiunilor plane în cazul calculului la încovoiere a barelor prizmatice de secțiune constantă este de asemenea convențională întrucît cercetarea exactă arată,

că în cazul încovoierii simple a grinzilor drepte de secţiune constantă, secţiunile plane nu rămîn plane şi după deformare. Criteriul fundamental de utilizare a uneia sau a celeilalte ipoteze, trebuie să fie măsura în care ipoteza respectivă dă rezultate mai precise la soluţionarea problemelor practice.

3. Experienţele arată, că la ruperea barelor de secţiune variabilă ruptura se formează în direcţia normalei la conturul secţiunii adică coincide cu secţiunea cilindrică [5]. Pentru cîteva cazuri de încărcare Verhovskii a determinat relaţiile tensiunilor normale în secţiunea cilindrică a unor piese de secţiune variabilă.

În lucrarea de faţă se verifică cu metoda fotoelastică valorile tensiunilor normale determinate pe baza ipotezei lui Verhovskii în cazul unei piese cu axa curbă de secţiune variabilă, al cărei contur superior este o dreaptă iar cel inferior o curbă continuă determinată de relaţia $y = f(x)$.

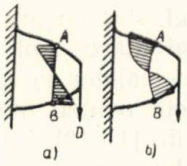


Fig. 1. Repartiţia tensiunii normale în cazul ipotezei secţiunilor plane (*a*) şi al ipotezei drice (*b*).

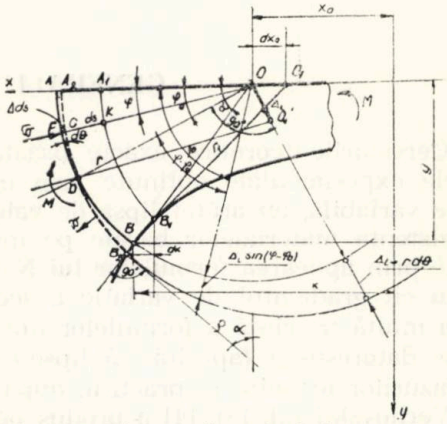


Fig. 2. Schema de calcul în cazul unei piese supuse la încovoiere pură pe baza ipotezei secţiunilor cilindrice.

Piesa este solicitată la încovoiere pură. Se duce printr-un punct oarecare B_1, luat pe conturul inferior al piesei, o secţiune cilindrică, A_1 B_1 cu centrul în punctul 0_1, iar prin punctul alăturat B, se duce secţiunea A B cu centrul în 0 (figura 2).

Se presupune că secţiunea cilindrică AB sub acţiunea momentului M se roteşte cu un unghi de Θ ajungînd în poziţia A_2B_2.

O fibră dreaptă, trecînd prin 0 şi fiind definită de unghiul φ faţă de conturul superior al elementului are lungimea $ds = Fk$ între cele două secţiuni cilindrice. În urma deformaţiei punctul F se mută în C. Alungirea $CF = \triangle ds$ este dată de relaţia :

$$\Delta ds = r \sin(\varphi - \varphi_0)\, d\Theta \qquad (1)$$

Alungirea specifică este :

$$\varepsilon = \frac{\Delta ds}{ds} = \frac{r \sin(\varphi - \varphi_0)\, d\Theta}{ds} \tag{2}$$

Tensiunea normală pe secţiunea cilindrică devine :

$$\sigma = E \frac{r \sin(\varphi - \varphi_0)\, d\Theta}{ds} \tag{3}$$

Se observă că lungimea iniţială a fibrei ds ce intră în relaţia (3) va fi o funcţie de unghiul φ datorită faptului, că secţiunea cilindrică AB şi A_1B_1 nu sînt concentrice.

În lucrările [2], [3] şi [4] se demonstrează că :

$$ds = KE = (C_1 + C_2 \cos\varphi)\, dx \tag{4}$$

unde

$$C_1 = \frac{1}{\cos\alpha} - \frac{y}{\varrho \sin^2\alpha}$$
$$C_2 = \frac{1}{\varrho \cos\alpha \sin^2\alpha} \tag{5}$$

Datorită faptului, că fibrele îşi modifică lungimea în secţiune apar tensiuni normale.

Ecuaţiile de echivalenţă dintre momente şi tensiuni conduc la

$$\int_A \sigma \cos(\varphi - \varphi_0)\, dA = 0$$
$$\int_A \sigma \cdot \sin(\varphi - \varphi_0)\, dA = M \tag{6}$$

Înlocuind valoarea lui σ din (3) se obţine :

$$\frac{r\, d\Theta}{dx} E \int_A \frac{\sin(\varphi - \varphi_0) \cos(\varphi - \varphi_0)}{C_1 + C_2 \cos\varphi}\, dA = 0$$
$$\frac{r^2\, d\Theta}{dx} E \int_A \frac{\sin^2(\varphi - \varphi_0)\, dA}{C_1 + C_2 \cos\varphi} = M \tag{7}$$

Se notează

$$r \int \frac{\sin(\varphi - \varphi_0) \cos(\varphi - \varphi_0)\, dA}{C_1 + C_2 \cos\varphi} = S_c$$
$$r^2 \int \frac{\sin^2(\varphi - \varphi)}{C_1 + C_2 \cos\varphi}\, dA = I_c \tag{8}$$

înţelegînd prin S_c şi J_c momentul static radial convenţional şi respectiv momentul de inerţie radial convenţional.

Introducînd notațiile (8) în relațiile (7) se obține :

$$\frac{d\Theta}{dx} E S_c = 0 \qquad S_c = 0$$
$$\frac{d\Theta}{dx} E I_c = M \tag{9}$$

Ecuația $S_c = 0$ corespunde unui anumit unghi φ.

Unghiul φ determină în secțiunea cilindrică punctul D de reducere a sarcinilor. Pe de altă parte acest punct separă în cazul încovoierii, tensiunile de întindere de cele de compresiune. Locul geometric al tuturor punctelor astfel determinate pentru infinitatea secțiunilor cilindrice, va fi axa neutră adică axa care separă tensiunile de întindere de cele de compresiune în cazul solicitării de încovoiere pură.

Înlocuind relațiile (9) în expresia lui σ se obține

$$\frac{d\Theta}{dx} = \frac{M}{E I_c}$$
$$\sigma = \frac{M \cdot r}{I_c} \frac{\sin(\varphi - \varphi_0)}{C_1 + C_2 \cos\varphi} \tag{10}$$

Dacă secțiunea barei este dreptunghiulară atunci :

$$S_c = r^2 b \left[-\frac{L_1 - L_2}{2} \sin 2\varphi_0 + L_3 \cos 2\varphi_0 \right]$$
$$I_c = r^3 b \left[\frac{L_1 + L_2}{2} - \frac{L_1 - L_2}{2} \cos 2\varphi_0 - L_3 \sin 2\varphi_0 \right] \tag{11}$$

Unghiul φ_0 determinat de condiția $S_c = 0$ se deduce din relația

$$\operatorname{tg} 2\varphi_0 = \frac{2 L_3}{L_1 - L_2} \tag{12}$$

Din cele două soluții deduse din această relație are sens doar valoarea unghiului cuprins în interiorul conturului piesei.

Se observă, că pentru piesele care au conturul inferior concav $\rho > 0$ și $C_2^2 > C_1^2$, mărimile L_1, L_2, L_3, ce intră în relațiile (11) și (12) pentru elementele unei secțiuni dreptunghiulare cu profilul interior concav (figura 3) pot fi exprimate de relațiile

$$L_1 = \frac{1}{C_2} \left[-\frac{C_1}{C_2} \alpha + \sin\alpha + \frac{C_1^2}{C^2 \sqrt{C_2^2 - C_1^2}} \ln \frac{C_2 + C_1 \cos\alpha + \sqrt{C_2^2 - C_1^2} \sin\alpha}{C_1 + C_2 \cos\alpha} \right]$$
$$L_2 = \frac{1}{C_2} \left[\frac{C_1}{C_2} \alpha - \sin\alpha - \frac{C_2^2 - C_1^2}{C_2 \sqrt{C_2^2 - C_1^2}} \ln \frac{C_2 + C_1 \cos\alpha + \sqrt{C_2^2 - C_1^2} \sin\alpha}{C_1 + C_2 \cos\alpha} \right] \tag{13}$$
$$L_3 = \frac{1}{C_2} \left[\frac{C_1}{C_2} \ln \frac{C_1 + C_2 \cos\alpha}{C_1 + C_2} + (1 - \cos\alpha) \right]$$

Pentru elementele cu conturul inferior convex $\rho < 0$ $C_1^2 > C_2^2$ (figura 4), prin relațiile

$$L_1 = \frac{1}{C_2}\left[-\frac{C_1}{C_2}\alpha + \sin\alpha + \frac{2C_1^2}{\sqrt{C_2^2 - C_1^2}}\operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\sqrt{C_1 - C_2}}{\sqrt{C_2 + C_2}}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)\right]$$

$$L_2 = \frac{1}{C_2}\left[\frac{C_1}{C_2}\alpha - \sin\alpha + \frac{2(C_2^2 - C_1^2)}{C_2\sqrt{C_2^2 - C_1^2}}\operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\sqrt{C_1 - C_2}}{\sqrt{C_1 + C_2}}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)\right] \tag{14}$$

$$L_3 = \frac{1}{C_2}\left[\frac{C_1}{C_2}\ln\frac{C_1 + C_2\cos\alpha}{C_1 + C_2} + (1 - \cos\alpha)\right]$$

Se observă o anumită asemănare între modul de comportare al relațiilor caracteristicilor geometrice a secțiunilor plane și cele a secțiunilor

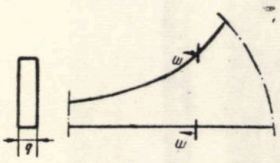


Fig. 3. Bara cu contur inferior concav.

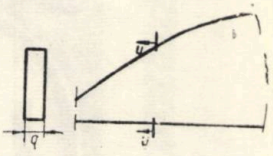


Fig. 4. Bara cu contur inferior convex.

cilindrice. Astfel se observă că momentul de inerție radial convențional are un extrem pentru valoarea φ_0, dedusă din relația $S_c = 0$ deoarece

$$\frac{d I_c}{d(2\varphi_0)} = \frac{L_1 - L_2}{2}\sin 2\varphi_0 - L_3\cos 2\varphi_0 = -S_c = 0 \tag{15}$$

Pentru a preciza dacă avem un maxim sau minim efectuăm derivata a doua

$$\frac{d^2 I_c}{d(2\varphi_0)} = \frac{L_1 - L_2}{2}\cos 2\varphi_0 + L_3\sin 2\varphi_0 \tag{16}$$

unde însă

$$\cos 2\varphi_0 = \frac{L_1 - L_2}{\sqrt{(L_1 - L_2) + 4L_3^2}} \quad \text{și} \quad \sin 2\varphi_0 = \frac{2L_3}{\sqrt{(L_1 - L_2)^2 + 4L}} \tag{17}$$

înlocuind rezultă

$$\frac{d^2 I_c}{d(2\varphi_0)} = \sqrt{(L_1 - L_2)^2 + 4L_3^2} \tag{18}$$

deci pentru φ_0 vom avea un minim.

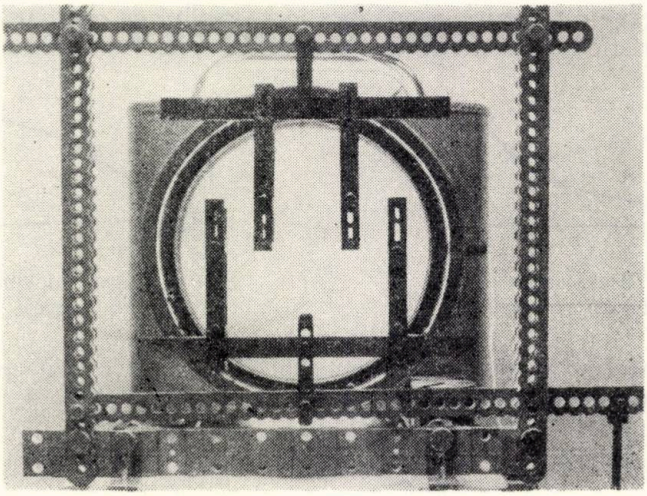
Înlocuind valorile unghiului din relația (17) în relația momentului de inerție convențional din (11) rezultă

$$I_c = \frac{r^3 b}{2}\left[L_1 + L_2 - \sqrt{(L_1 - L_2)^2 + 4L_3^2}\right] \tag{19}$$

Încercări experimentale

Pentru verificarea valorilor obţinute prin calcul cu ajutorul metodei expuse mai sus s-au făcut determinări de tensiuni cu ajutorul metodei fotoelastice. Încercările experimentale s-au efectuat pentru cazul încovoierii pure.

În acest scop s-a confecţionat un dispozitiv pentru încercarea la încovoierea pură, figura 6. Încercarea s-a executat pe un aparat de fotoelasticitate „Meopta", compus dintr-o sursă de lumină, un polariscop, un



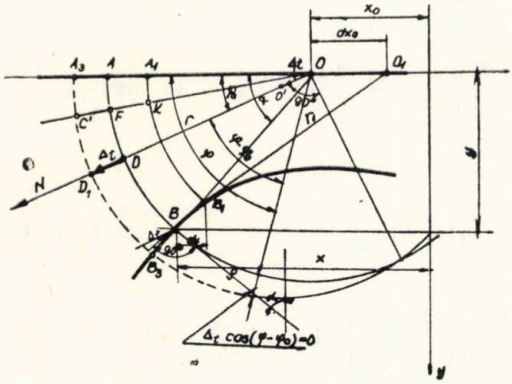


Fig. 5. Dispozitivul de încovoiere pură şi aparatul folosit.

dispozitiv de încărcare la care s-a adaptat dispozitivul de încovoiere pură, amintit mai sus şi un aparat fotografic pentru înregistrare.

Polariscopul este alcătuit din doi polaroizi cu diametrul de 30 cm, formați fiecare dintr-o sticlă de nicol și o lamă sfert de undă. Modelul sub sarcină este introdus între cei doi polaroizi.

Pentru încercarea de fotoelasticitate s-au folosit următoarele materiale :

— plexiglas, pentru obținerea rețelei de izocline ;

— araldit, pentru obținerea rețelei de izocromatice.

Tensiunile cele mai mari produse prin solicitarea de încovoiere se dezvoltă în fibrele longitudinale marginale de pe conturul barei. Valoarea lor rezultă din rețeaua de izocromatice. Știind că creșterea tensiunii între cele două izocromatice reprezintă constanta fotoelastică a materialului, se pornește de la un punct singular, unde tensiunea este 0 și se trece la izocromatica de ordinul I, unde tensiunea crește cu valoarea constantei foloelastice, apoi la izocromatica de ordinul 2, valoarea tensiunii crescînd cu constanta fotoelastică ș.a.m.d. Totodată se are în vedere că pe conturul neîncărcat o tensiune principală este egală cu zero, iar cealaltă este dirijată în lungul conturului [6], [7].

Încercarea s-a executat pe mai multe modele. Dăm mai jos rezultatele obținute pe modelul avînd curba conturului inferior un arc de cerc cu raza egală cu 30 mm iar grosimea de 6,4 mm. Modelul a fost încărcat cu un moment încovoietor de 40,8 cmkgf.

Constanta fotoelastică determinată la încovoiere pură are valoarea $\sigma_0 = 18{,}8$ kgf/cm^2.

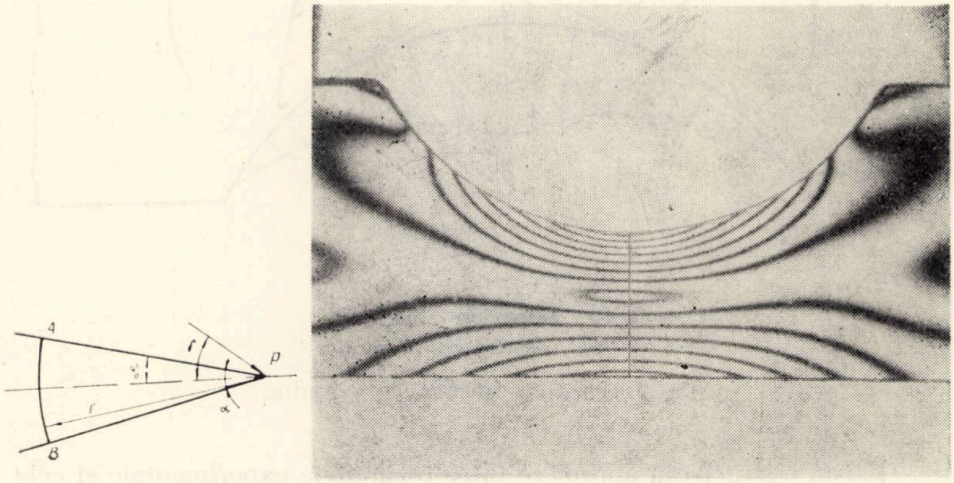


Fig. 6. Rețeaua de izocromatice.

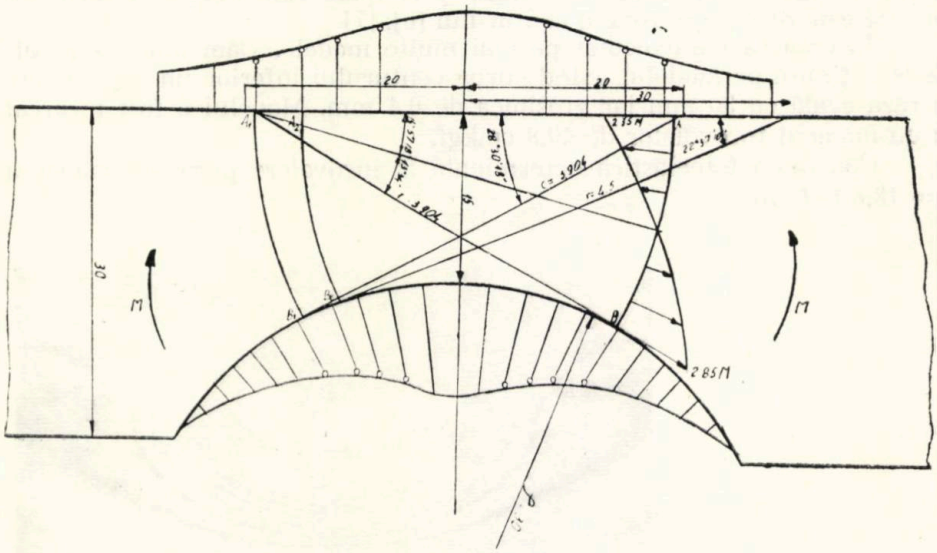
În figura 6 se dă rețeaua de izocromate pentru modelul încercat.

Cu ajutorul acestei rețele s-au calculat tensiunile normale maxime dirijate în lungul fibrelor marginale ale modelului.

În figura 7 este reprezentată distribuția tensiunii normale în secțiunea AB simetrică cu A_1B_1 și după care era de așteptat tensiunea normală maximă se află în punctul B iar tensiunea din punctul A este cu cca 21 % mai mică iar centrul radial se găsește mai aproape de punctul B adică de conturul circular.

Comparații între datele experimentale și calcul

Cu ajutorul relației (10) s-au calculat eforturile unitare normale existente pe conturul modelului. Valorile găsite sînt reprezentate punctat în figura 7. Din compararea valorilor obținute prin calcul cu cele găsite experimental se desprind următoarele observații :



—— Curba tensiunilor măsurate
o o o o o Valorile tensiunilor calculate

Fig. 7. Diagrama tensiunilor pe contur.

Există o suficientă apropiere între rezultatele experimentale și cele obținute prin calcul. Astfel în punctul A_1 efortul unitar măsurat este

$\sigma_{măs} = 93{,}8$ iar cel calculat $\sigma_{calculat} = 96$ kgf/cm²

În punctul B_1 $\sigma_{măs} = 113$ kgf/cm² $\sigma_{calculat} = 116{,}2$ kgf/cm²

În punctul A_2 $\sigma_{măs} = 114$ kgf/cm² $\sigma_{calculat} = 115{,}5$ kgf/cm²

iar în B_2 $\sigma_{măs} = 133{,}6$ kgf/cm² $\sigma_{calculat} = 136{,}8$ kgf/cm²

Desigur că atît rezultatele obţinute prin calculul aproximativ bazat pe ipoteza secţiunilor cilindrice cît şi rezultatele obţinute prin încercarea fotoelastică conţin unele erori.

Cauzele erorilor de calcul decurg în primul rînd din neconcordanţa deplină a ipotezelor cu fenomenul real.

Erorile introduse prin măsurătoarea fotoelastică se datoresc dimensiunilor mici ale modelului.

În concluzie se poate afirma, că metoda de calcul bazată pe ipoteza secţiunilor cilindrice, conduce la rezultate satisfăcătoare la calculul la încovoiere a barelor curbe de secţiune variabilă putînd fi considerată, ca o metodă aproximativă mult mai generală decît calculul bazat pe ipoteza secţiunilor plane.

Резюме

Определяется едимое нормальное усилие имея как шпиндель плоскую кривую, как высший контур прямую, а как низший контур какую-нибудь кривую в случае изгиба.

С помощью фотоупругого метода проверяются единые усилия на контуре.

Установлено хорошее соотношение между экспериментальными и теоретическими результатами.

Summary

The unitary stress is determined in curved elements having a straight line as their upper contour and a curve as their lower contour, subjected to pure bending.

With the help of the photoelastic method the unitary stresses determined theoritically have been texted.

A perfect corespondence between experimental results and those obtainde from calculi has been found.

Bibliografie

1. IOSIPESCU : *Cercetări teoretice şi experimentale asupra grinzilor cu înălţime variabilă.* Analele Universităţii Bucureşti, seria Ştiinţelor Naturii. Matematică Mecanică. Anul XV, nr. 2/1966.

2. VERHOVSKII, A. V. : *Gipoteza lomanîh secenii i ce primrnenie k rascetu cterjnei slojnoi konfigurații.* Izv. Tomskogo politehniceskogo instituta, Tom 61, 1947.

3. VERHOVSKII, A. V. : *Novîi sposob opredelenia napriajenii b detaliah slojnoi formî.* Trudî Gorikovskogo politehniceskogo instituta imeni A. A. Jdanova, Tom IX, vîp. I. izd. GPI imeni A. A. Jdanova 1951.

4. VERHOVSKII, A. V. ; ANDRONOV, V. P. etc. : *Opredelenie napriajenii v opasnîh seceniah detalei slojnoi formî.* Maşgiz Moskva 1958.

5. COŞEREANU, I. ; DEUTSCH, I. ; GOIA, I. ; NEAMŢU, T. : *Studiul rezistenţei-ferurii ridicătorului hidraulic de la tractorul U-650.* „Comunicările celei de a V-a conferinţe de sudură şi încercări de metale". Timişoara, septembrie 1965, pag. 161—169. Volumul încercări de metale.

6. IOSIPESCU, N. : *Introducere în fotoelasticitate.* Vol. 1 şi II, Editura tehnică Bucureşti, 1958, 1960.

7. COSEREANU, I. ; DEUTSCH, I. ; GOIA, I. ; NEAMŢU, T. : *Încercarea fotoelastică a unor bare semicurbe solicitate la încovoiere.* Buletinul Institutului politehnic din Braşov, vol. IX, 1967, seria A. Mecanică.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAŞOV
Seria A — Mecanică
Vol. X — 1968

Construcţii de automobile-tractoare

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAŞOV
Series A — Mechanics
Vol. X — 1968

Construction of motor-cars and tractors

★

BULLETIN DE L'INSTITUTE POLYTECHNIQUE — BRAŞOV
Serie A — Mecanique
Tome X — 1968

Construction d'automobiles-tracteurs

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAŞOV
Serie A — Mechanik
Band X — 1968

Kraftwagen und Traktorenbau

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
Сериа А — Механика
Том X — 1968

Конструкция автомобилей и тракторов

STUDIUL MATERIALELOR DE FRICŢIUNE UTILIZATE LA AMBREIAJELE AUTOBUZELOR T. V.

M. UNTARU, V. CÂMPEANU, N. SEITZ

Materialele de fricţiune utilizate la frîne şi ambreiaje în construcţia de maşini se pot împărţi în materiale de bază de azbest ţesute, bobinate sau presate precum şi în materiale metalice pe bază de cupru şi fier sau sintetizate.

În construcţia de automobile se folosesc aproape exclusiv materialele pe bază de azbest. Ele se livrează sub formă de plăci sau benzi care se nituiesc sau în unele cazuri se lipesc, pe suprafeţele discului condus sau pe saboţii frînelor.

Materialele de fricţiune ţesute conţin un număr mare de benzi din azbest care se aranjează sub forma unei ţesături de inele concentrice şi benzi radiale. Spaţiul dintre aceste benzi se umple cu lianţi a căror compoziţie este de obicei secret de fabricaţie. Materialele de fricţiune produse în acest fel sînt în prezent cele mai căutate din cauza calităţilor mecanice pe care le prezintă. Ele se utilizează în special la ambreiajele şi frînele autobuzelor şi autocamioanelor. Preţul lor de cost este relativ mare.

Plăcile de fricţiune bobinate se aseamănă în multe privinţe cu cele ţesute. Rezistenţa la forţa centrifugă este de multe ori chiar mai mare în comparaţie cu căptuşelile ţesute. În schimb rezistenţa locală este mai redusă, fapt ce se observă în special la găurire şi nituire cînd pot apare fisuri orientate în direcţia de bobinare (tangenţiale). Dacă aceste fisuri nu sînt circulare ele nu influenţează prea mult asupra rezistenţei mecanice. Datorită preţului de cost mai mic ele au găsit o aplicaţie largă la autoturisme. Datorită greutăţii specifice mai mici ele se utilizează cu precădere la motoare cu turaţii mari.

Materiale presate conţin azbestul sub formă de fulgi, fire scurte etc., care se leagă prin liant la presare. Preţul lor este şi mai mic în comparaţie cu celelalte tipuri dar în schimb şi proprietăţile fizice sînt mai reduse.

Materialele de fricţiune preiau în timpul alunecărilor relative dintre suprafeţele în frecare o cantitate de căldură produsă de puterea meca-

nică de frecare. Această căldură acumulată duce la schimbări importante în structura materialului de fricțiune în special a liantului. În prima parte a lucrării s-a arătat că în cazul ambreiajelor variațiile de temperatură în funcție de timp sînt relativ lente. Din acest motiv se poate deduce că și condițiile de răcire nu variază în aceeași măsură cum variază cantitatea de căldură produsă pe unitatea de suprafață de fricțiune. Concluzia care rezultă este că dacă există temporar puteri specifice mari pe placa de fricțiune acestea creează temperaturi locale ridicate fapt care duce la uzuri importante. Din aceste motive se caută pe cît posibil să se limiteze puterea specifică pe materialul de fricțiune.

Puterea specifică este dată de expresia :

$$\mu \cdot p \cdot V = \text{const.}$$

Din această relație se observă că în cazul ambreiajelor, la începutul cuplării există încărcarea maximă a suprafeței de fricțiune datorită vitezei de patinare **V** mari. Favorabil în acest caz este faptul că la cuplarea corectă a ambreiajului presiunea *p* crește lent cu scăderea vitezei de patinare. Acest lucru constituie însă un factor de importanță secundară întrucît în cazul cînd se utilizează același ritm de cuplare la pornire cu două trepte de viteză diferite în cazul pornirii cu treapta de viteză superioară unde momentul de inerție redus este mare există posibilitatea ca la aceeași presiune de apăsare vitezele de patinare să fie mai ridicate și deci și puterile specifice mai mari. Un fapt pozitiv îl prezintă în aceste cazuri variația coeficientului de frecare μ în funcție de viteza de patinare. Coeficienți de frecare mai mici la viteze de patinare mari și invers produc un fenomen de „autoreglare" a mărimii puterii specifice. Prin aceasta garnitura de fricțiune poate fi relativ uniform utilizată asigurîndu-se uzuri mai uniforme la toate regimurile de funcționare. Fenomenul de autoreglare a puterii specifice este mai util în cazul frînelor deoarece îmbunătățește intrarea lină în funcțiune a frînei, unde timpul de creștere a presiunii este mai mic. Orientativ mărimea puterii specifice limită este în jurul a $35 \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{s}}$

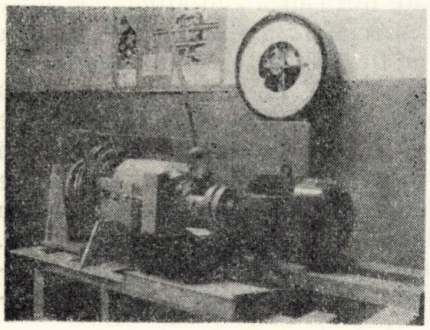


Fig. 1.

La ora actuală la ambreiajele autovehiculelor de fabricație românească se folosesc mai multe tipuri de garnituri de fricțiune în funcție de posibilitățile de procurare, ceea ce duce la o funcționare diferită în exploatare.

În legătură cu aceasta este necesară stabilirea modului de comportare a fiecărui tip de material utilizat în construcția ambreiajelor. Pentru aceasta a fost concepută o instalație a cărei vedere de ansamblu este arătată în figura 1.

La realizarea acestei instalaţii s-au avut în vedere principalele probleme care urmau să fie determinate, ca : variaţia coeficientului de frecare μ funcţie de temperatură şi viteza de alunecare, posibilitatea schimbării presiunii pe garnitura de fricţiune, posibilitatea măsurării continue a temperaturii suprafeţelor de frecare şi menţinerea temperaturii constante a acestor suprafeţe.

Schema de principiu a instalaţiei care permite studierea comparativă a diferitelor tipuri de garnituri de fricţiune este redată în figura 2.

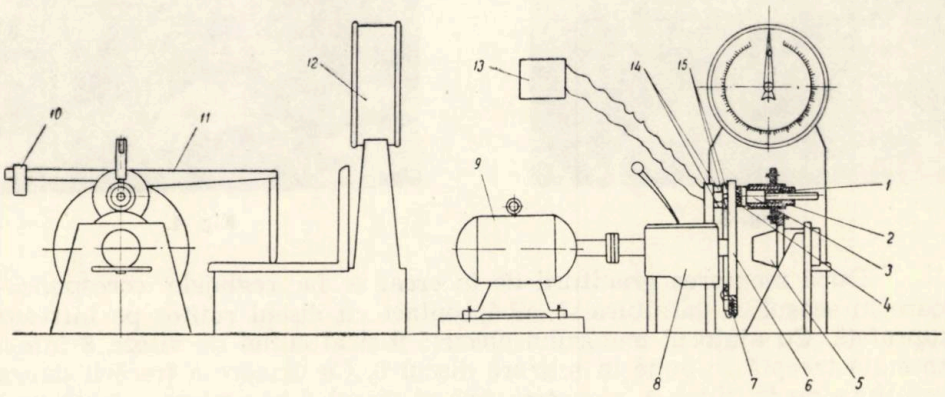


Fig. 2.

Garnitura de fricţiune 4, care urmează să fie încercată se fixează prin două şuruburi de piesa 3, care este presată pe discul rotitor 6 de către arcul 1. Discul rotitor 6 este montat pe arborele secundar al cutiei de viteze 8 care are posibilitatea de a realiza patru viteze, şi care primeşte mişcarea de rotaţie de la motorul electric 9. Vitezele periferice realizate la centrul garniturii de fricţiune au valorile de 2,16 m/sec. ; 4 m/sec. ; 6,51 m/sec. şi 10,6 m/sec.

Prin înşurubarea sau deşurubarea corpului 2 în flanşa suportului oscilant 5 se schimbă săgeata arcului 1, iar ca urmare a acestui lucru presiunea dintre garnitura de fricţiune şi disc poate fi variată în limite foarte mari (0,5 ... 4 kgf/cm^2). De flanşa suportului oscilant este fixată pîrghia 11 prevăzută cu greutatea glisantă 10 care are rolul de a echilibra pîrghia 11 la începutul încercărilor, în aşa fel ca indicaţia cîntarului 12 să fie zero. Forţa tangenţială care ia naştere între garnitura de fricţiune 4 şi discul rotativ 6 se citeşte pe cadranul cîntarului 12 ca urmare a acţiunii pîrghiei 11, care are un raport de demultiplicare de 4,08. În timpul funcţionării instalaţiei temperatura discului rotativ 6 se urmăreşte pe galvanometrul 13 care primeşte curent de la termocupla 7 prin intermediul periilor 14 care se rotesc pe două discuri colectoare 15, montate pe discul rotitor. Plasarea termocuplei în discul rotitor 6 este arătată în figura 3, iar în figura 4 se arată fixarea periilor colectoare.

În cazul cînd o încercare oarecare trebuie efectuată la temperatură constantă, cu ajutorul unui ventilator la care se poate varia debitul de aer, se proiectează un jet de aer rece pe suprafețele aflate în frecare. În figura 5 este arătat locul de fixare a ventilatorului.

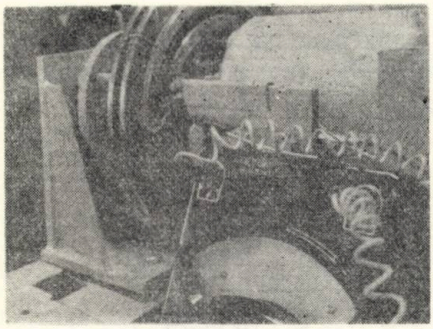


Fig. 3.

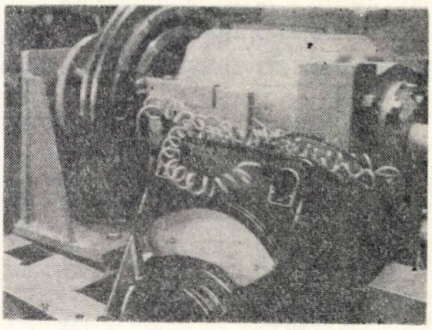


Fig. 4.

După montarea graniturii de încercat se fac reglajele corespunzătoare în sensul ca garnitura să aibă contact cu discul rotitor pe întreaga suprafață. Cu ajutorul motorului electric 9 și al cutiei de viteze 8 într-o anumită treaptă se pune în mișcare discul 6. Ca urmare a frecării dintre garnitura de fricțiune 4, care este fixă și discul 6 ia naștere o forță tangențială care prin pîrghia 11 se citește pe cadranul cîntarului 12. Oprind instalația și schimbînd treapta în cutia de viteze se pot repeta măsurătorile pentru o altă viteză a discului 6. Cunoscînd forța tangențială dintre garnitura de fricțiune și disc citită pe cadranul cîntarului 12 și forța cu care presează arcul garnitura pe suprafața de frecare se poate determina coeficientul de frecare μ al garniturii respective cu relația :

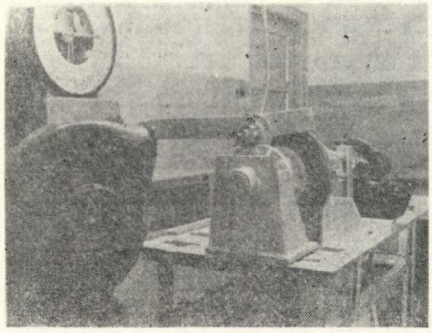


Fig. 5.

$$\mu = \frac{F_t}{F_n}$$

unde : Ft. — forța tangențială citită pe cadranul cîntarului,

Fn. — forța normală dată de arc.

În timpul încercărilor temperatura discului rotitor poate fi urmărită pe galvanometrul 13.

Pentru determinarea coeficientului de frecare μ funcție de viteza de alunecare dintre discul rotitor și garnitura de încercat se procedează conform indicațiilor arătate în cele ce urmează. La o anumită presiune pe garnitura de încercat se citește forța tangențială pentru toate treptele din cutia de viteze. După aceea se mărește treptat presiunea pe garnitură și

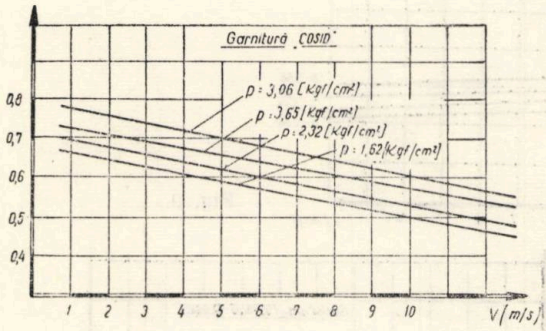


Fig. 6

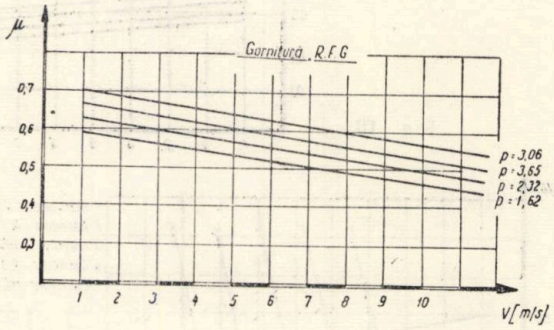


Fig. 7.

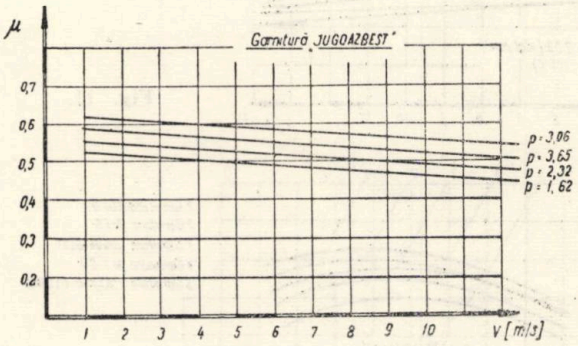


Fig. 8.

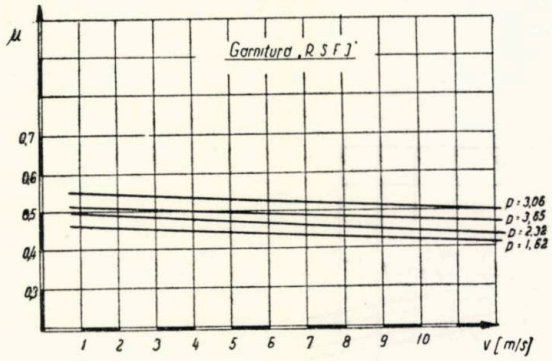


Fig. 9.

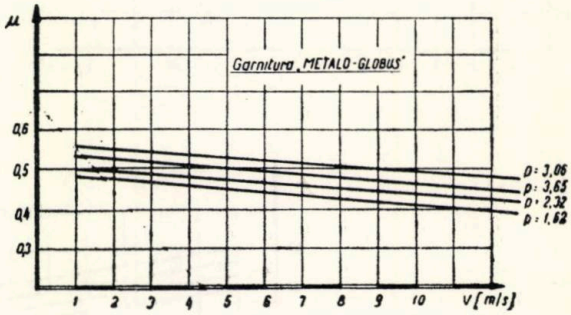


Fig. 10.

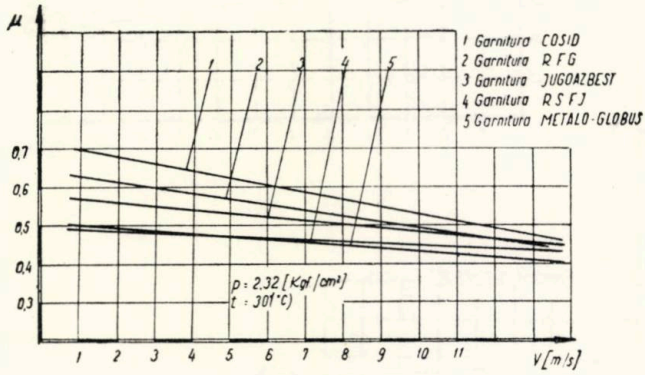


Fig. 11.

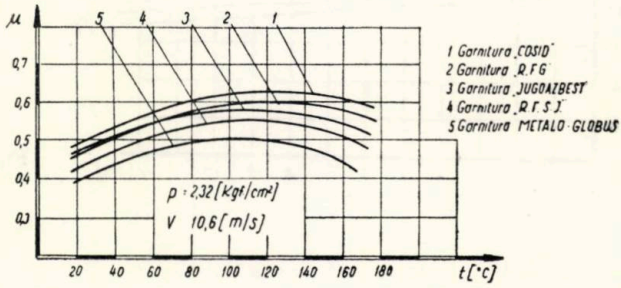


Fig. 12.

se repetă încercările arătate. În lucrarea de față au fost executate încercări pentru patru presiuni : 1,62 Kgf/cm^2 ; 2,32 Kgf/cm^2 ; 3,06 Kgf/cm^2 ; și 3,65 Kgf/cm^2.

În timpul acestor încercări pentru toate cazurile temperatura discului rotitor a fost menținută în jurul valorii de 25—30°C.

La determinarea coeficientului de frecare μ funcția de temperatură, s-a menținut constantă presiunea dintre garnitura de fricțiune și disc la 2,32 Kgf/cm^2 și viteza de alunecare dintre garnitura de fricțiune și disc de 10,6 m/sec. În felul acesta la diferite temperaturi ale discului s-a citit pe cadranul cîntarului forța tangențială.

Toate aceste încercări au fost efectuate pentru garniturile de fricțiune utilizate în prezent la ambreiajele autovehiculelor românești (patru la număr) și o garnitură de fricțiune folosită la frîne. Rezultatele obținute sînt date în diagramele trasate pentru fiecare tip de garnitură în parte.

În diagramele din figurile 6, 7, 8, 9 și 10 sînt date variațiile coeficientului de frecare μ funcție de viteza de alunecare, la diferite presiuni pentru garnitura de fricțiune de tip „Casid" (fig. 6), garnitura de tip „R.F.G." (fig. 7), granitura „Jugoasbest" (fig. 8), garnitura de tip „R.S.F.J." (fig. 9) și garnitura de tip „Metalo-Globus" (fig. 10).

Analizînd aceste diagrame se observă în primul rînd că valoarea coeficientului de frecare μ scade odată cu creșterea vitezei de alunecare dintre garnitura de fricțiune și disc, scădere care este mai accentuată la garnitura de fricțiune folosită la frîne „Cosid" și garnitura de tip „R.F.G.". La celelalte tipuri de garnituri această scădere este mai puțin accentuată. Pentru a arăta comparativ această scădere la garniturile de fricțiune încercate, în figura 11 este redată variația coeficientului de frecare μ obținută pentru aceste garnituri la o presiune constantă de 2,32 Kgf/cm^2 și o temperatură de 30°C.

Tot din diagramele prezentate în figurile 6, 7, 8, 9 și 10 se observă că odată cu creșterea presiunii dintre garnitura de fricțiune și disc se mărește coeficientul de frecare μ, însă aceasta numai pînă la o anumită presiune (3,06 Kgf/cm^2) iar la presiuni mai mari scade. Această problemă prezintă importanță pentru alegerea presiunilor specifice între discurile de fricțiune și cele de presiune la proiectarea ambreiajului.

În diagrama din figura 12 s-a trasat variația coeficientului de frecare μ funcție de temperatura discului rotitor, variație obținută la o presiune constantă de 2,32 Kgf/cm^2 și o viteză de alunecare constantă de 10,6 m/sec.

După cum rezultă din diagramă, coeficientul de frecare μ crește la ridicarea temperaturii pînă la o anumită valoare apoi scade la început mai lent și apoi din ce în ce mai rapid. Dacă s-ar fi mărit temperatura pînă la aproximativ 250—300°C, coeficientul de frecare s-ar fi micșorat brusc.

Din această diagramă rezultă că temperatura de la care începe să scadă coeficientul de frecare μ, diferă de la granitură la garnitură. Cea

mai ridicată temperatură s-a obținut la cea de tip „Cosid" (curba 1) și garnitura de tip „R.F.G." (curba 2), iar cea mai scăzută la garnitura de tip „Metalo-Globus" (curba 5).

Concluzii

Întrucît garniturile de frictiune se utilizează la două agregate foarte importante ale automobilului, prezentul studiu aduce o serie de completări la datele de proiectare găsite în prezent în literatura de specialitate. Astfel, limitele coeficientului de frecare sînt date între 0,25—0,4. Datorită faptului că solicitările specifice ale acestor materiale sînt în continuă creștere, iar dimensiunile de gabarit sînt limitate, se impune o precizare mai corectă a acestor limite precum și a domeniului de utilizare.

În urma încercărilor efectuate a rezultat următoarea grupare a coeficientului de frecare :

— garnituri de frictiune cu coeficient de frecare ridicat $\mu = 0,55—0,7$

— garnituri de frictiune cu coeficient de frecare mijlociu $\mu = 0,45—0,55$

— garnituri de frictiune cu coeficient de frecare normal $\mu = 0,35—0,45$

În funcție de această grupare și ținînd seamă de solicitările ambreiajului, la proiectare se poate alege mult mai judicios tipul de garnitură de frictiune.

La adoptarea materialului de frictiune trebuie cunoscute și limitele de temperatură corespunzătoare coeficientului de frecare maxim. La garnituri de frictiune de tip „Cosid" folosite la frîne sensibilitatea coeficientului de frecare în raport cu temperatura este foarte mare sub 80°C. Din acest motiv frînele echipate cu astfel de garnituri tind spre blocare în cazul unei frînări intensive și micșorează mult proporționalitatea dintre forța la pedală și forța de frînare. În cazul garniturilor de tipul „Metalo-Globus" și al celor de tipul „R.S.F.J." domeniul de temperatură corespunzător coeficientului de frecare maxim este foarte mic. La încălziri mai mari coeficientul de frecare scade ceea ce limitează utilizarea acestor garnituri de frictiune la ambreiajele puternic solicitate precum și la frîne.

O problemă importantă care se impune garniturilor de frictiune o constituie și durabilitatea acestora. Rolul hotărîtor în acest caz îl constituie temperatura suprafețelor în frecare și legat de ea viteza de alunecare. Din analiza diagramei redată în figura 11 s-a văzut că variația coeficientului de frecare în funcție de viteza de alunecare diferă de la garnitură la garnitură. Totodată s-a arătat mai sus că garniturile de frictiune suportă uzurile normale numai sub o anumită putere specifică. În cazul cînd această putere specifică este depășită uzura garniturii crește rapid. Din diagrama dată în figura 11 a rezultat că unele garnituri de frictiune au o variație accentuată a coeficientului de frecare funcție de viteza de

alunecare. La acest tip de garnituri se produce o „autoreglare" a puterii specifice. În cazul unei garnituri care prezintă o variaţie mică a coeficientului de frecare în raport cu viteza de alunecare, construcţia obţinută trebuie să fie supradimensionată atunci cînd se urmăreşte o durabilitate satisfăcătoare întrucît puterea specifică preluată de garnitură creşte mult la viteze de patinare mari. Se observă că în această categorie intră atît garnitura de tipul „Metalo-Globus" cît şi garnitura de tipul „R.S.F.J." care se importă în prezent pentru autovehiculele de fabricaţie românească.

Aceste fapte confirmă încă odată concluziile din lucrarea „Studiul ambreiajelor folosite pe autobuzele urbane" fabricate de Uzina Autobuzul Bucureşti. Aceste ambreiaje lucrînd la un număr mare de cicluri cu viteze de alunecare mari (pornirea din loc se face în majoritatea cazurilor cu treapta a II-a) şi avînd garnituri de fricţiune cu $\mu = f(v)$ aproape constant depăşesc des puterea specifică limită, fapt care duce la o durabilitate redusă în exploatare. Ambreiajul bidisc oferă în acest sens un avantaj prin faptul că la aceeaşi dimensiune radială se reduce presiunea dintre discul de fricţiune şi cel de presiune cu 50%. Totodată trebuie arătat însă şi faptul că odată cu reducerea presiunii se micşorează cu 10—15% şi coeficientul de frecare. Scăderea coeficientului de frecare cu reducerea presiunii contribuie în mare măsură la cuplarea mai lină a ambreiajului bidisc fapt care s-a menţionat şi în lucrarea anterioară.

Summary

In the work is presented the installation necesary for a comparative test of the main indexes of friction materials on cluches and brakes of motor-cars. Further there are given experimental results obtained on test-pieses from several types of friction materials.

Zusammenfassung

In der Arbeit wird ein Versuchsstand zur Bestimmung der wichtigsten Kennziffern der an Kraftfahrzeugkupplungen und-bremsen verwendeten Reibschläge beschrieben. Abschliessend werden die Ergebnisse für ein paar Reibschlagsarten, die gegenwärtig verwendet werden, dargestellt.

Bibliografie

1. „*Bremstechnik und Bremsbelag*" FURKA Hallweg Bem 1943.
2. HELD P. M. : *Forque converters or transmissions*, Chilton Company, Philadelphia, 1960.
3. MALAHOVSCHI J. E. : *Şteplenia, Maşghiz*, Moskva 1960.
4. BUSSIEN R. : *Automobiltechnisches Handbuch*, Technischer Verlag Herbert Crame, Stuttgart, 1965.

STUDIU COMPARATIV ASUPRA UNOR RAME DE AUTOCAMION CU LONJERONUL DE SECȚIUNE CONSTANTĂ

I. DEUTSCH, FL. SPERCHEZ, T. NEAMȚU, AL. GRĂDINARU

Generalități

În comparație cu ramele avînd lonjeroanele de secțiune variabilă, cele cu lonjeroanele de secțiune constantă prezintă anumite avantaje de fabricație și de utilizare. Ca urmare, în Uzina de autocamioane „Steagul roșu" din Brașov, se studiază posibilitatea folosirii la construcția ramelor a lonjeroanelor de secțiune constantă.

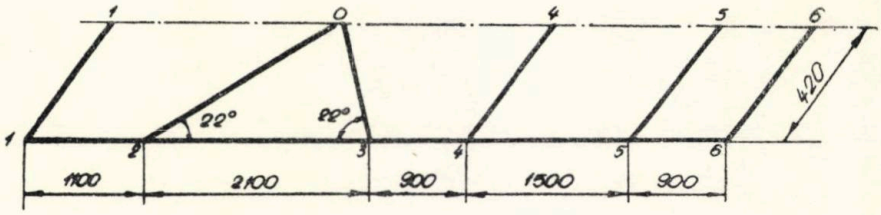
În lucrarea de față se analizează comparativ starea de solicitare și rigiditate a zece variante de ramă avînd aceleași lonjeroane U-180-80-5. Ramele sînt formate din 6 traverse. Deosebirea dintre cele zece variante constă în forma și dimensiunile traverselor intermediare, poziția acestora față de lonjeron fiind însă identică. În fig. 1 se prezintă variantele de ramă studiate, iar în tabelul [1] caracteristicile geometrice ale profilelor folosite.

Astfel patru variante de ramă au traversa a doua și a treia încrucișate, în schimb celelalte traverse, paralele. Șase din variante au numai traverse paralele. Majoritatea traverselor sînt elastice la răsucire fiind formate din profile U, adică din bare cu profil deschis. Două din variante au traversa patra și a cincea rigidă la răsucire, fiind formate din țeavă, adică din bare cu profil închis, în schimb alte cinci variante au fie numai traversa a patra fie numai traversa a cincea din țeavă.

Variantele studiate au permis aprecieri asupra influenței introducerii traverselor încrucișate și a traverselor rigide rezultînd astfel în final variantele recomandabile de ramă.

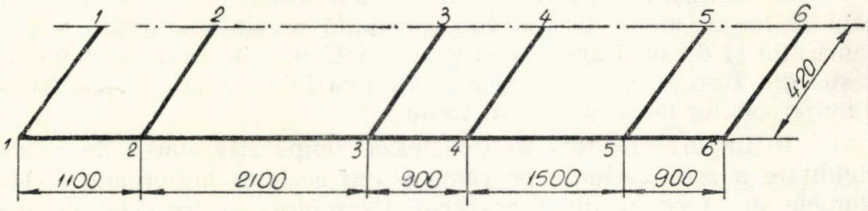
Comparația dintre variante s-a făcut prin prisma solicitării de răsucire, care este una dintre stările cele mai periculoase de solicitare ale

Variantele 1-4



	Traverso			
	1 și 6	2 și 3	4	5
Varianta 1	⊓ 160.80.4	[160.60 4	ϕ 100.3	ϕ 100.3
Varianta 2	⊓ 160 80 4	[160.60.4	[160.60.4	[160.60.4
Varianta 3	⊓ 160.80.4	[160.60.4	ϕ 100.3	[160 60.4
Varianta 4	⊓ 160.80.4	[160.60.4	[160.60.4	ϕ 100.3

Variantele 5 10



	Traverso			
	1 și 6	2 și 3	4	5
Varianta 5	⊓ 160.80 4	[160.60.4	ϕ 100.3	ϕ 100.3
Varianta 6	⊓ 160 80.4	[160.60.4	[160 60.4	[160.60.4
Varianta 7	⊓ 160 80 4	[160.60.4	ϕ 100.3	[160.60.4
Varianta 8	⊓ 160.80.4	[160.60.4	[160.60.4	ϕ 100.3
Varianta 9	⊓ 160.80.4	[160.60.4	[160.80.4	[160.80.4
Varianta 10	⊓ 160.80.4	[160.60.4	ϕ 100.3	[160.80 4

Fig. 1. Variante de ramă cu lonjeron de secţiune constantă 180.80.5

ramelor de autocamion. Dimensiunile lonjeroanelor și ale traverselor au fost propuse de către uzină.

Studiul s-a elaborat doar pe bază de calcul, urmînd ca ulterior să se efectueze măsurători tensometrice.

Calculul ramei la răsucire

Prin două cupluri de forțe aplicate roților se produce o solicitare răsucire a ramei (fig. 2). Pe cînd solicitarea de încovoiere a ramei produce

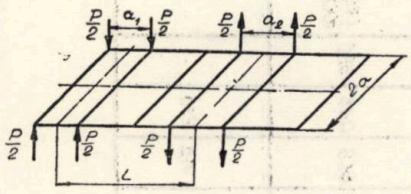


Fig. 2

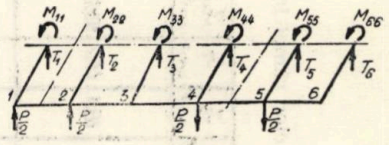


Fig. 3

o stare de solicitare aproximativ simetrică, traversele fiind într-o măsură mică solicitate, prin răsucire se realizează o stare de solicitare antisimetrică. Rama este un sistem static nedeterminat gradul de nedeterminare fiind funcție de numărul traverselor. În starea simetrică sau antisimetrică de solicitare este suficient a se studia doar o jumătate de ramă (fig. 3). În starea antisimetrică în traverse apar doar eforturi cu caracter antisimetric, adică forța tăietoare T_i și momentul de răsucire M_{ii} Pentru determinarea acestora s-au folosit două metode de calcul :

— În cazul ramei cu traversele paralele s-a aplicat metoda aproximativă [2], prin care se determină un moment de inerție convențional la răsucire a ramei

$$J_p = \frac{2}{L}\left[J_{12}\, l_{12} + J_{23}\, l_{23} + \ldots a\,(J_{11} + J_{22} + \ldots)\right]$$

iar apoi eforturile din traverse

$$M_{ii} = \frac{J_{ii}}{J_p} M_0 \; ; \; M_{i,\,i+1} = \frac{J_{i,\,i+1}}{J_p} M_0 \; ; \; T_i = \frac{J_{i,\,i+1} - J_{i,\,i-1}}{a\,J_p} M_0,$$

unde momentul $M_0 = 2aP$.

— În cazul ramei cu traverse încrucișate s-au folosit ecuațiile canonice ale metodei forțelor

$$\begin{aligned}
&\delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \ldots + \delta_{1n} X_n + \Delta_{1F} = 0 \; ; \\
&\delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \ldots + \delta_{2n} X_n + \Delta_{2F} = 0 \; ; \\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\
&\delta_{n1} X_1 + \delta_{n2} X_2 + \ldots + \delta_{nn} X_n + \Delta_{nF} = 0 \; ,
\end{aligned}$$

Tabelul 1. Caracteristicile geometrice ale secţiunii profilelor ramei în variantele 1-10

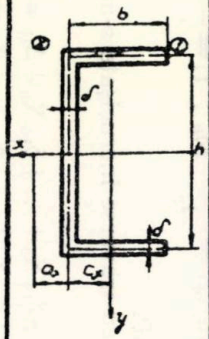
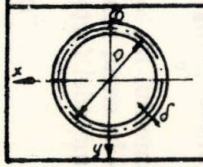
Forma secţiunii	Cote gabarit mm	h cm	b cm	δ cm	D cm	A cm²	c_x cm	a_x cm	J_x cm⁴	J_y cm⁴	J_t cm⁴	J_ω cm⁶	k cm⁻¹	W_x cm³	W_{y1} cm³	W_{y2} cm³	$W_{\omega 1}$ cm⁴	$W_{\omega 2}$ cm⁴
	[180·80·5	17,5	7,75	0,5	-	16,5	1,82	2,81	816	185	1,52	5370	$\frac{1,04}{100}$	91	31,3	89,3	185	220
	[160·80 4	15,8	7,8	0,4	-	12,5	1,95	2,92	505	79,3	0,72	4030	$\frac{0,83}{100}$	63	13,6	37	89	148
	[160 60 4	15,6	5,8	0,4	-	10,9	1,23	2,00	408	61,8	0,65	1530	$\frac{1,28}{100}$	51	13,5	43,2	51,5	98
	ϕ 100 3	-	-	0,3	9,7	9,14	-	-	113	113	215	-	-	22,6	22,6	-	-	-

Diagrama de momente pentru △ = 10 cm şi P = 360 kgf.

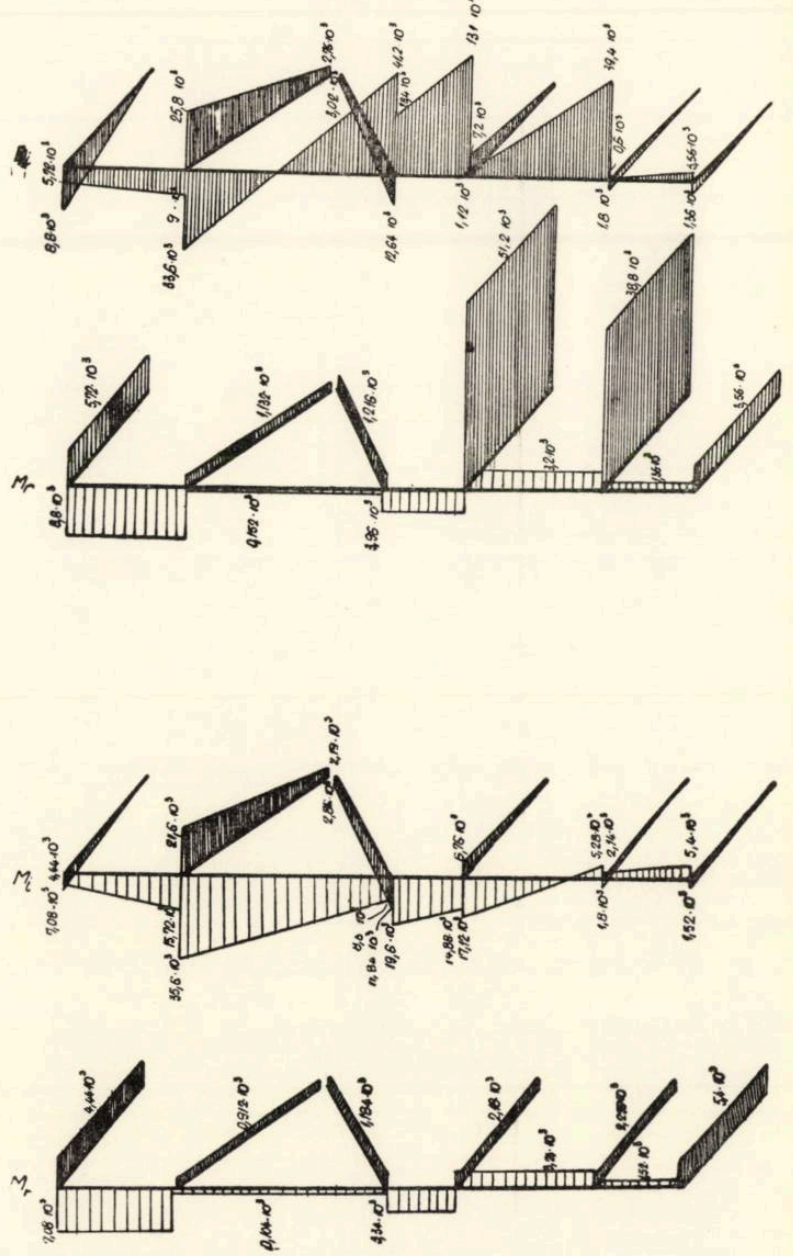


Diagrama de momente pentru △ = 10 cm şi P = 132 kgf.

Diagrama de momente pentru △ = 10 cm şi P = 288 kgf.

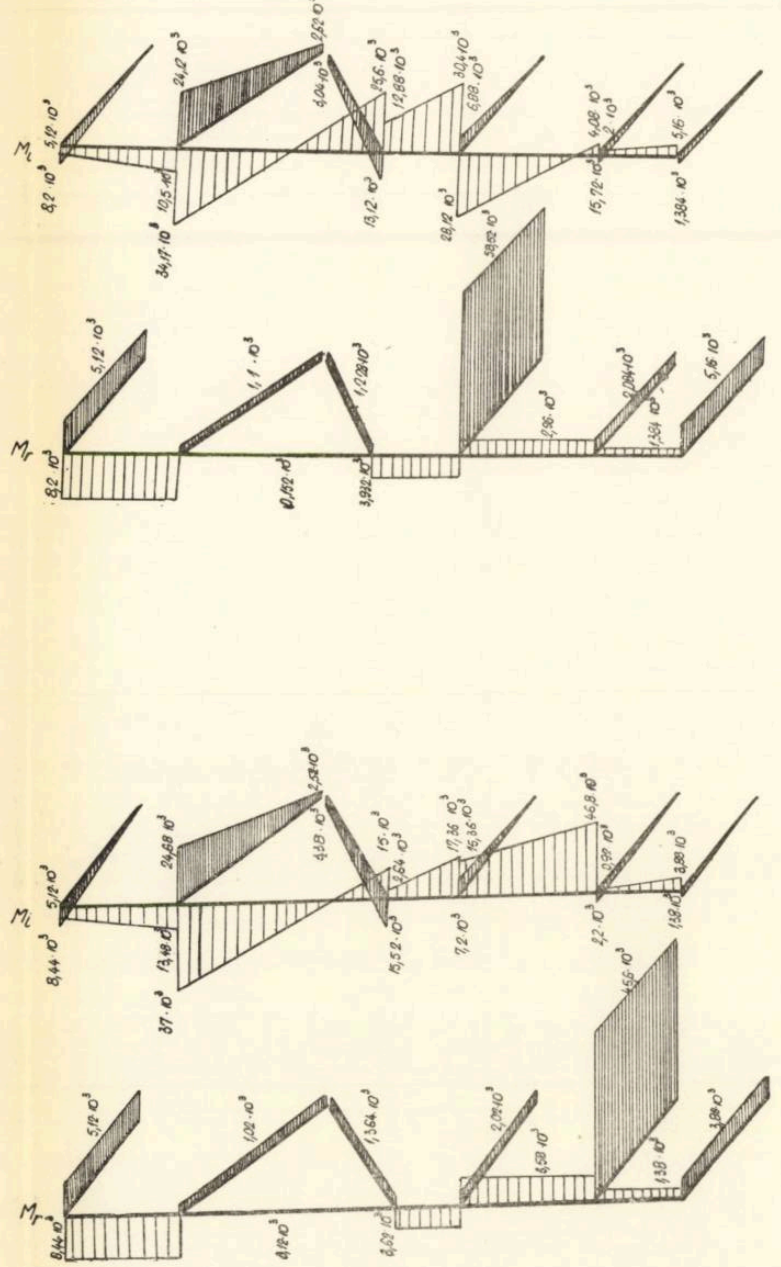


Diagrama de momente pentru △ = 10 cm şi P = 250 kgf.

Diagrama de momente pentru △ = 10 cm şi P = 472 kgf.

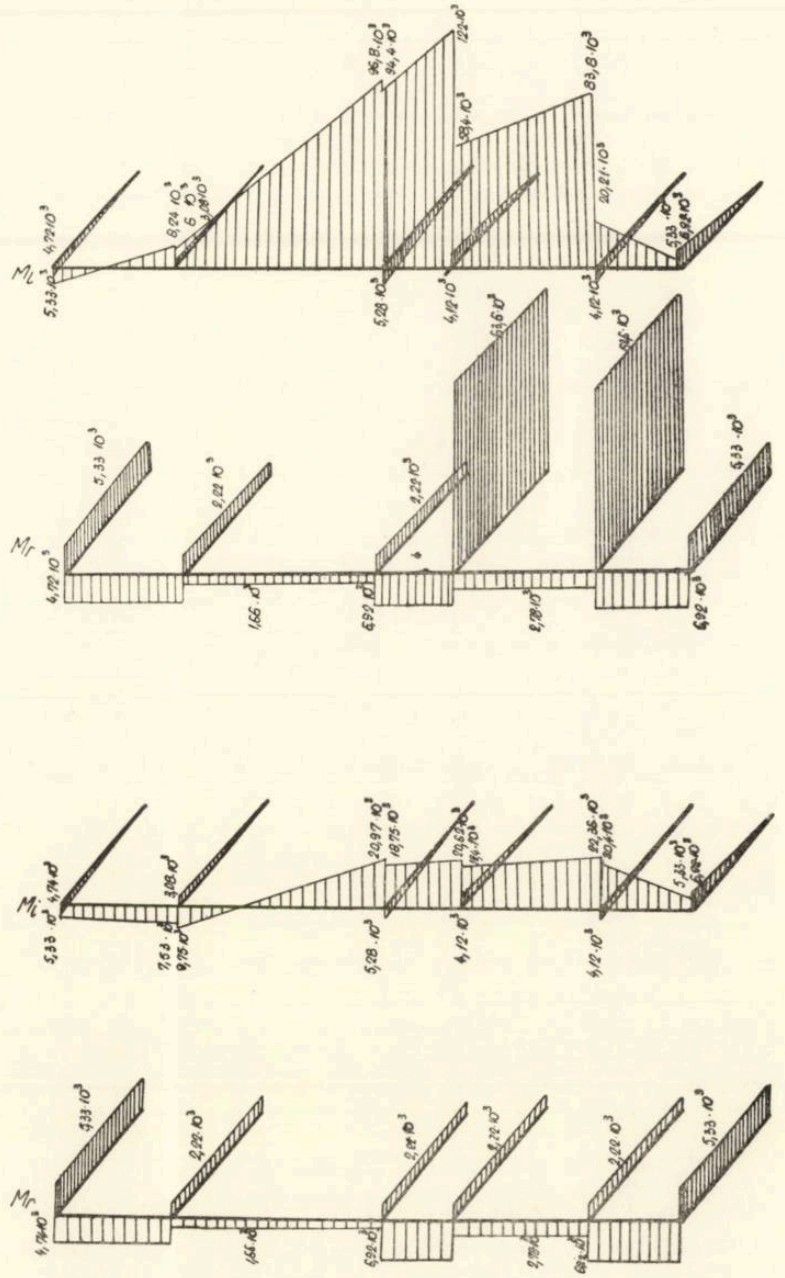


Diagrama de momente pentru △ = 10 cm şi P = 168 kgf.

Diagrama de momente pentru △ = 10 cm şi P = 330 kgf.

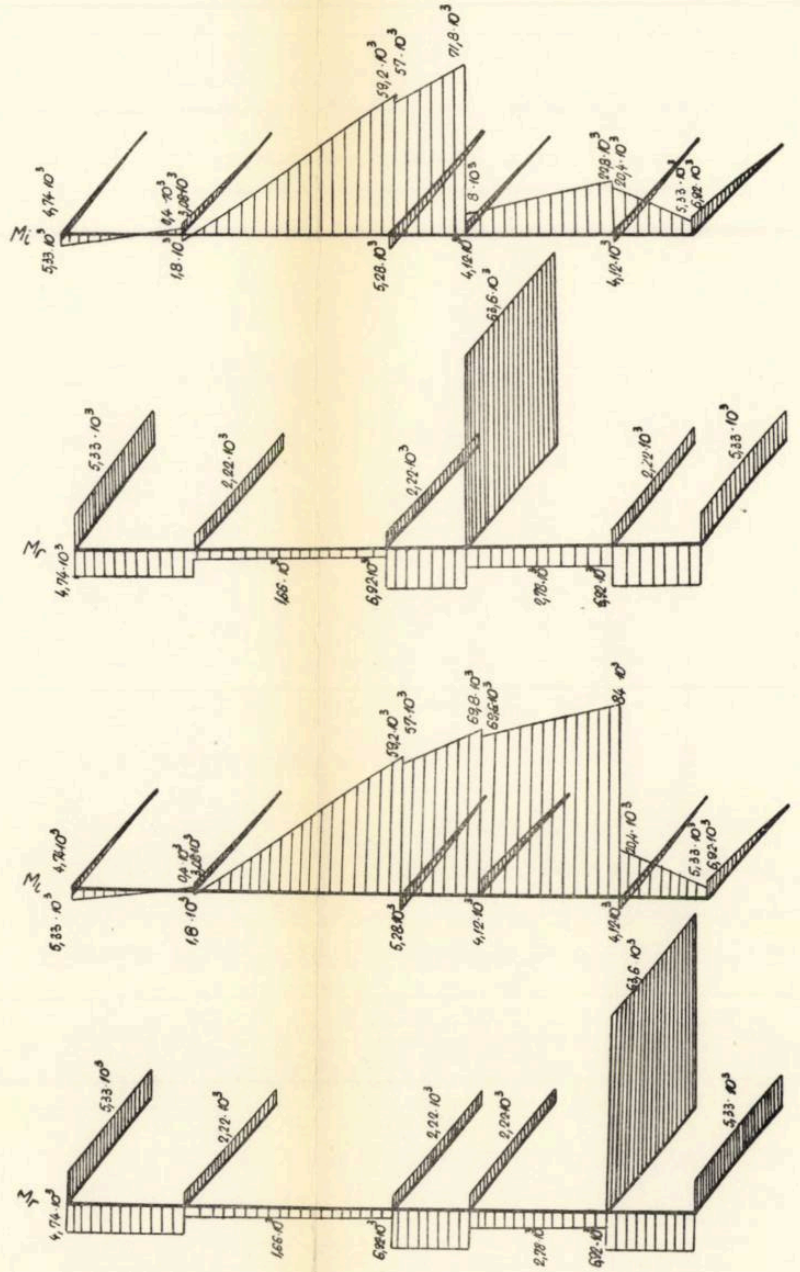


Diagrama de momente pentru △ = 10 cm şi P = 330 kgf.

Diagrama de momente pentru △ = 10 cm şi P = 201 kgf.

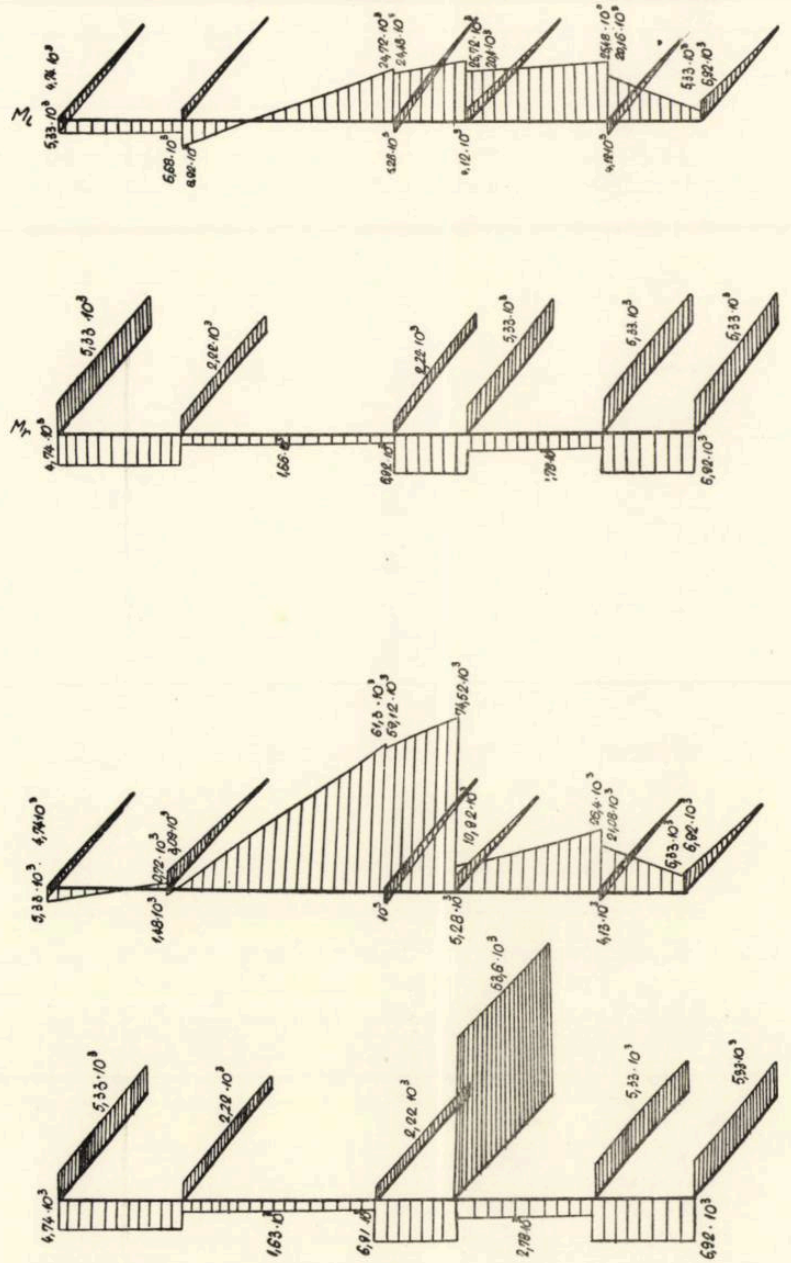


Diagrama de momente pentru △ = 10 cm şi P = 336 kgf.

Diagrama de momento flector $\Delta = 10$ cm si $h = 400$ kgf

Diagrama de momento flector $\Delta = 10$ cm si $h = 300$ kgf

Diagrama de momento flector $\Delta = 10$ cm si $h = 200$ kgf

Diagrama de momento flector $\Delta = 10$ cm si $h = 100$ kgf

Diagrama de momento flector $\Delta = 10$ cm si $h = 400$ kgf

Diagrama de momento flector $\Delta = 10$ cm si $h = 300$ kgf

Diagrama de momento flector $\Delta = 10$ cm si $h = 200$ kgf

Diagrama de momento flector $\Delta = 10$ cm si $h = 100$ kgf

Diagrama de momento flector $\Delta = 10$ cm si $h = 400$ kgf

Diagrama de momento flector $\Delta = 10$ cm si $h = 300$ kgf

Diagrama de momento flector $\Delta = 10$ cm si $h = 200$ kgf

Diagrama de momento flector $\Delta = 10$ cm si $h = 100$ kgf

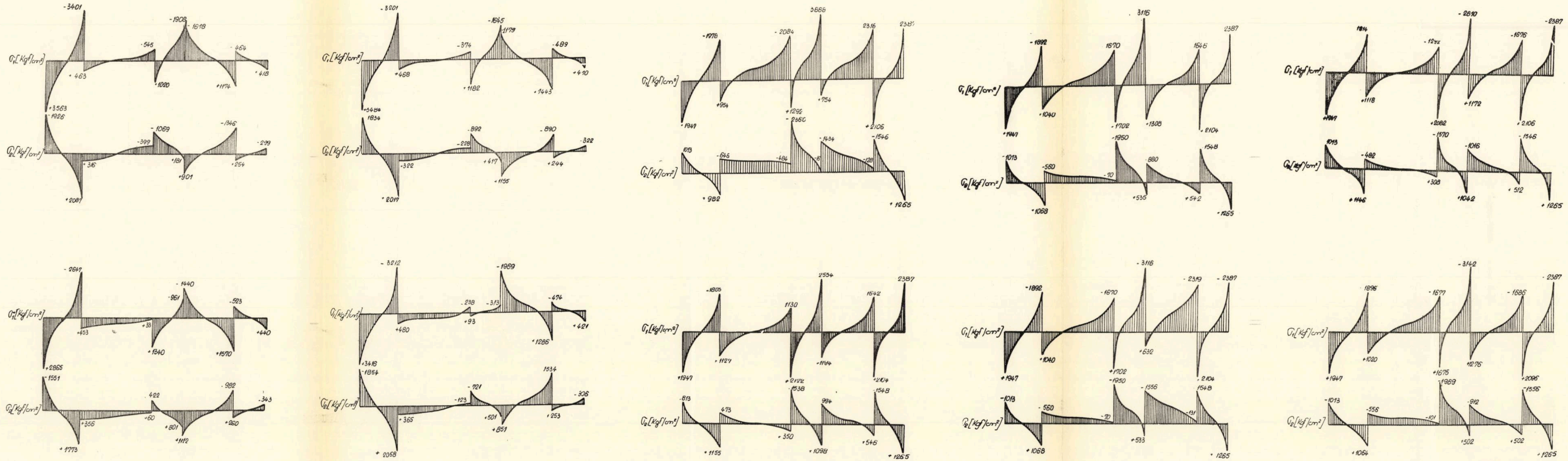


Diagrama tensiunilor normale σ_1 şi σ_2 pentru lonjeron (talpa de jos)

Diagram 10. Optimum normal distribution (alpha 0.05) found by the assistant for the 10 problems.

unde coeficienţii δ_{ij} şi Δ_{iF} s-au calculat cu metoda de înmulţire a diagramelor (metoda lui Veresceaghin). Pentru rezolvarea sistemului de ecuaţii s-a utilizat maşina de calcul a centrului de calcul din Timişoara, precum şi metoda de calcul a lui Banakievicz [3] întrucît pe baza teoremei reciprocităţii deplasărilor

$$\delta_{ij} = \delta_{ji}$$

Calculul s-a făcut considerînd că prin răsucire un colţ al ramei se deplasează perpendicular pe planul iniţial al ramei cu $\triangle = 10$ cm. De asemenea s-a admis că pentru această deplasare deformaţiunile sînt elastice.

După ridicarea nedeterminării s-au trasat diagramele momentelor încovoietoare şi ale momentelor de răsucire şi s-au calculat eforturile unitare normale corespunzătoare :

— Eforturile unitare normale produse de momentul încovoietor M_i

$$\sigma_i = \frac{M_i\, y}{J_z}$$

— Eforturile unitare normale sectoriale produse de bimomentul B în ipoteza unor noduri rigide

$$\sigma_\omega = \frac{B\,\omega}{J_\omega}$$

Au fost determinate astfel eforturile unitare maxime, care se dezvoltă în colţurile profilului şi la capetele porţiunilor de bare, efortul unitar normal total rezultînd prin însumare :

$$\sigma = \sigma_i + \tau_\omega$$

În planşele 1 şi 2 se dau rezultatele calculelor efectuate.

Rezultate şi concluzii

Din comparaţia diagramelor de eforturi şi de eforturi unitare se desprind observaţiile următoare :

— Cu cît o traversă este mai rigidă cu atît mai mare este momentul de răsucire din traversa respectivă precum şi momentele încovoietoare ale unor porţiuni de lonjeron.

— Starea de eforturi a ramei este cu atît mai uniformă cu cît rigiditătile porţiunilor au valori mai apropiate.

— Solicitările sînt mai uniforme şi mai mici în cazul variantelor 2, 3, 6 şi 9.

— Prin introducerea traverselor încrucişate se constată o creştere a momentului încovoietor în dreptul acestora, dar totodată o scădere pe celelalte regiuni, însăşi traversele încrucişate fiind mai solicitate la încovoiere decît cele paralele.

— Dacă traversele 4 sau 5 sînt rigide, lonjeronul poate fi mai puţin solicitat prin introducerea traverselor încrucişate.

— Este mai convenabil ca traversa 4 să fie rigidă decît traversa 5.

La aprecierea stării de tensiune a ramei s-a avut în vedere că vîrfurile de eforturi din dreptul nodurilor ramei nu se realizează întocmai din cauza elasticităţii îmbinării.

În concluzie se poate recomanda pentru utilizare drept soluţii favorabile cele fără traverse rigide eventual cea cu traversa 4-a rigidă în combinaţie cu traversa încrucişată.

Résumé

Dans cette oeuvre se fait une analyse comparative sur dix variantes des rames soumises à la torsion.

On fait des observations sur l'influence de l'augmentation de la rigidité en cas de la disposition parallèle et croissante des traverses.

Zusammenfassung

Die Beanspruchungen von zehn Lastkraftwagenrahmen welche durch Torsion belastet worden sind, werden vergleichend dargestellt.

Es wurden Rahmen mit parallelen und gekreuzten Querträgern untersucht. Die Schlussfolgerungen zeigen welche Wirkung eine grössere Starrheit der Querträger auf den Gesamtverhalt des Lastkraftwagenrahmens hat.

Bibliografie

1. BUSSIEN, R. : *Automobiltechnisches Handbuch*, Franksche Verlag, 1965, Stuttgart.
2. GHELFGAT, D. V. ; OŞNOKOV, V. A. : *Ramî gruzovih automobilei*, Maşghiz, 1959, Moscova.
3. JANKÓ, B. : *Rezolvarea numerică a sistemelor de ecuaţii liniare*. Editura academiei, 1961, Bucureşti.

STUDIUL TEORETIC ŞI EXPERIMENTAL AL CONFORTABILITĂŢII AUTOBUZULUI ROMÂNESC DE CAPACITATE MEDIE

I. DRĂGHICI, A. JULA, P. ALEXANDRU, D. STÂNCULESCU [1])

Confortabilitatea automobilului este performanţa acestuia caracterizată prin capacitatea de a circula timp îndelungat cu viteze de exploatare, fără ca pasagerii să aibă senzaţii neplăcute sau să obosească repede.

În lucrare se prezintă o parte din rezultatele studiului efectuat, în comun de către Institutul politehnic Braşov, catedra de Organe de Maşini şi Uzina „Autobuzul" — Bucureşti, asupra confortabilităţii autobuzelor de fabricaţie românească.

1. Analiza teoretică a parametrului de confort

„Confortul" unui automobil este dificil de apreciat cu parametrii absoluţi [15], depinzînd în mare parte de aprecieri personale, întrucît fiecare subiect reacţionează direct la diferiţi perturbatori senzoriali provocaţi de automobilul în mişcare. Multiplele cercetări întreprinse atît în S.U.A. cît şi în Europa, au permis stabilirea unor anumite limite de toleranţă ale omului la vibraţii, care diferă însă de la autor la autor (v. lucrările [2], [7], [10], [11], [12]).

Criteriile de toleranţă indică numai ordinul de mărime şi nu pot să constituie limite rigide. Luarea mediei tuturor rezultatelor şi generalizarea lor în grupe largi (v. figura 1), pare să fie procedeul cel mai rezonabil [7].

În figura 1, suprafeţele haşurate reprezintă aproximativ o abatere standard de la valoarea medie. Acceleraţii mai mari decît acelea indicate

---

[1]) Institutul politehnic Braşov şi Uzina „Autobuzul" — Bucureşti.

de curba III pot fi suportate de majoritatea celor expuşi vibraţiilor, care sînt bărbaţi tineri şi pe o perioadă scurtă, fără efecte dăunătoare.

S-a stabilit ([2], [7], [10], [11], [12], [15]) că atît asupra organismului omenesc, cît şi asupra mărfii transportate, influenţa cea mai dăunătoare o au acceleraţiile caroseriei şi viteza de variaţie a acestora în timp (derivaţia acceleraţiei). Confortabilitatea automobilului depinde însă şi de gradul de neregularitate al îmbrăcăminţii drumului, precum şi de viteza de deplasare a automobilului. Pornind de la aceasta, este necesar un parametru de apreciere a confortului de călătorie care să lege acceleraţia mişcării oscilatorii a automobilului de dimensiunile neregularităţilor drumului, precum şi de viteza de deplasare a automobilului.

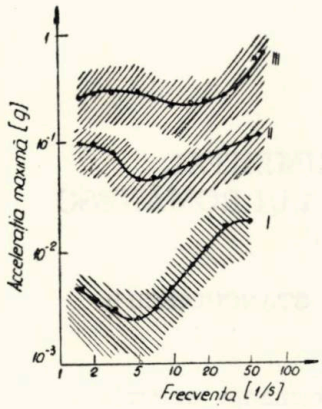


Fig. 1. Variaţia acceleraţiei medii maxime în funcţie de frecvenţă, pentru diferite criterii : I — subiectele percep vibraţiile ; II — le găsesc neplăcute ; III — refuză să le suporte în continuare.

În lucrarea [3], s-a adoptat ca „parametru de confort" raportul dintre acceleraţia maximă a caroseriei $\ddot{Z}_{max}$ şi înălţimea neregularităţilor drumului pe care circulă automobilul $2\,q_0$:

$$\lambda = \frac{\ddot{Z}_{max}}{2\,q_0} \quad \left[\frac{cm/s^2}{cm}\right]. \tag{1}$$

Pentru studiul teoretic al vibraţiilor, automobilul se înlocuieşte printr-un sistem oscilant echivalent, care se împarte în sisteme individuale, ajungîndu-se în cele din urmă la un sistem simplificat cu două mase [10].

În lucrările [4] şi [6] s-a stabilit relaţia parametrului de confort, prin rezolvarea ecuaţiilor de mişcare ale sistemului oscilant cu două mase :

$$|\lambda| = \frac{2\,C_s}{M} \frac{\beta^2\,\delta\sqrt{1+4\psi^3\beta^2}}{\sqrt{[(\beta^2-1)(\beta^2\mu-\delta-1)-1]^2+4\psi^2\beta^2[\delta-\beta^2(\mu+1)]^2}}. \tag{2}$$

folosind următoarele ipoteze simplificatoare ale procesului oscilatoriu : pulsaţia proprie a masei suspendate (caroseriei) este constantă ; amortizarea pneurilor fiind mică, se poate neglija ; rigiditatea suspensiei este constantă (caracteristica elastică-liniară) ; oscilaţiile caroseriei sînt de formă armonică.

În relaţia (2) s-au folosit următoarele notaţii : M, m — masa părţilor suspendate şi respectiv nesuspendate ; $2\,C_s$, $2\,C_c$ — rigiditatea suspensiei şi respectiv a pneului ; k — coeficientul de rezistenţă al amortizorului ; z, ζ — deplasarea caroseriei respectiv a roţii ; $\beta = \upsilon/w_0$ — raportul dintre pulsaţia forţei perturbatoare υ şi pulsaţia proprie neamortizată ω_0 a caroseriei ; ψ — coeficientul relativ de amortizare ; $\mu =$

$\mu = \frac{m}{M}$ - raportul maselor nesuspendate și suspendate ale automobilului ;

$\delta = \frac{2C_c}{2C_s}$ — raportul rigidităților pneului și suspensiei automobilului.

Cu ajutorul expresiei (2) se poate determina parametrul de confort al automobilului pentru oricare din valorile $\beta = \nu/\omega_0$, dacă se cunosc mărimile și μ și de asemenea parametrul ψ.

Reprezentarea grafică a parametrului $|\lambda|$ în funcție de raportul pulsațiilor $\beta = \nu/\omega_0$, pentru diferiți coeficienți de amortizare ψ, arată existența a două vîrfuri de rezonanță pe aceste curbe : rezonanța de frecvență joasă și rezonanța de frecvență înaltă [4], [6].

Prin introducerea amortizorului în sistemul oscilant se obține valoarea minim posibilă a amplitudinii maxime în cazul rezonanței. Din studiul familiei de curbe $|\lambda| = f(\beta, \psi)$, în care rolul de parametru îl joacă coeficientul relativ de amortizare ψ, s-a stabilit [6], expresia soluției optime a amortizării :

$$\psi_{opt} = \frac{1}{2}\sqrt{1 - \frac{\mu}{\delta}} \tag{4}$$

Asupra confortului de călătorie, dacă parametrii suspensiei și amortizorului rămîn aceiași, influențează și încărcătura utilă a automobilului. În lucrarea [10] prof. Dr. M. Mitschke, arată că accelerațiile caroseriei la vehiculul gol sînt mult mai mari decît pentru vehiculul complet încărcat.

Notînd cu γ raportul dintre masa suspendată a automobilului complet încărcat M și a automobilului cu sarcina utilă parțială M', se obține

$$\gamma = \frac{M}{M'}, \tag{4}$$

expresia parametrului de confort în cazul circulației automobilului cu sarcină utilă parțială :

$$|\lambda| = \frac{2C_s}{M} \frac{\gamma \beta^2 \delta \sqrt{1 + 4\psi^2 \gamma \beta^2}}{\sqrt{[(\beta^2 - 1)(\beta^2 \gamma \mu - \delta - 1) - 1]^2 + 4\psi^2 \gamma \beta^2 [\delta - \beta^2(\gamma\mu + \ )]^2}}. \tag{5}$$

Efectuînd aceleași operații asupra ecuației (5) ca și pentru cazul determinării lui ψ_{opt} s-a obținut [6] expresia coeficientului relativ de amortizare, optim pentru cazul sarcinii utile parțiale :

$$\psi'_{opt} = \frac{1}{2\gamma}\sqrt{1 - \frac{\mu\gamma}{\delta}}. \tag{6}$$

În continuare se va analiza influența diferiților parametri constructivi ai automobilului asupra parametrului de confort pentru autobuzele românești de capacitate medie (TV-2U-urban și TV-21RT-rutier).

Valorile parametrilor constructivi necesari pentru calculul parametrului de confort, sînt indicate în tabelul 1.

Folosind expresiile (2) și (5) s-a reprezentat în fig. 2, 3, 4 și 5 variația parametrului de confort în funcție de sarcina utilă a autobuzului,

atît pentru suspensia față cît și pentru suspensia spate. Pentru aceasta s-a modificat numai masa caroseriei, celelalte date rămînînd aceleași. Pentru a scoate în evidență influența coeficientului relativ de amortizare

Tabelul 1

Tipul autobuzului	Suspensia	M [kgf s²/m]	M' [kgf s²/m]	m [kgf s²/m]	$2C_s$ [kgf/cm]	$2C_c$ [kgf/cm]
TV-2U	față	$\frac{3800}{9,81}$	$\frac{2000}{9,81}$	$\frac{500}{9,81}$	2x328	2x451
	spate	$\frac{7750}{9,81}$	$\frac{4650}{9,81}$	$\frac{1000}{9,81}$	2x556	2x907
TV-21RT	față	$\frac{3500}{9,81}$	$\frac{2370}{9,81}$	$\frac{500}{9,81}$	2x350	2x451
	spate	$\frac{7050}{9,81}$	$\frac{4820}{9,81}$	$\frac{1000}{9,81}$	2x550	2x907

asupra parametrului de confort, în aceste figuri s-a reprezentat și parametrul de confort în cazul autobuzului fără sarcină utilă pentru un coeficient de amortizare a cărui valoare a fost determinată cu relația (6).

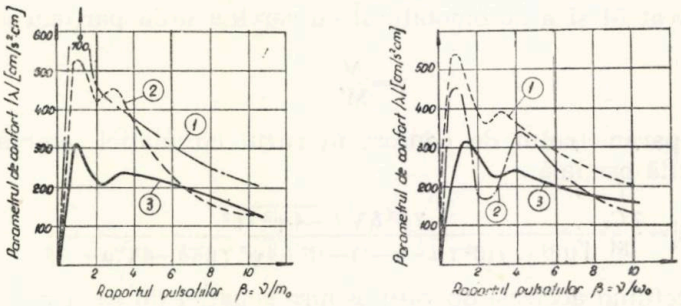


Fig. 2. și 3. Variația parametrului de confort în funcție de de sarcina utilă pentru autobuzul TV-2U (suspensia față și respectiv spate) : 1 — fără sarcină utilă ($\psi = 0,457$ și respectiv 0,48) ; 2 — idem ($\psi = 0,237$ și respectiv $\psi = 0,28$) ; 3 — complet încărcat ($\psi = 0,475$ și respectiv $\psi = 0,48$).

Stabilirea influenței sarcinii utile asupra parametrului de confort al autobuzelor este foarte importantă, deoarece greutatea ce revine pe suspensia spate se modifică de cca. 2—3 ori de la situația încărcat la gol După cum rezultă din analiza curbelor din fig. 2, 3, 4 și 5 accelerațiile caroseriei la autobuzul fără sarcină utilă sînt mult mai mari decît la autobuzul complet încărcat. Majorarea accelerației de la situația încărcat la gol este de circa 15—25%. Se constată că creșterea accelerațiilor (la auto-

buzul fără sarcină utilă) apare în special în zona primului vîrf de rezonanță, la frecvențe situate în apropierea frecvenței proprii a caroseriei.

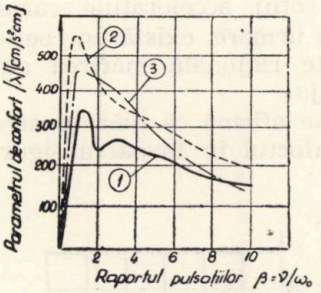


Fig. 4. Variația parametrului de confort în funcție de sarcina utilă pentru autobuzul TV-21RT (față): 1 — complet încărcat (ψ = 0,47); 2 — fără sarcină utilă (ψ = 0,47); 3 — idem (ψ = 0,305).

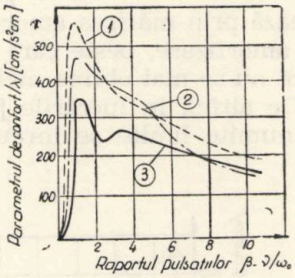
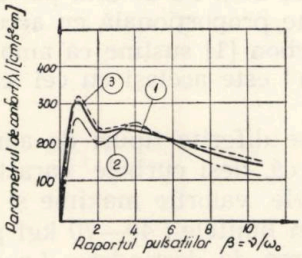


Fig. 5. Variația parametrului de confort în funcție de sarcina utilă pentru autobuzul TV-21RT (spate): 1 — fără sarcină utilă (ψ = 0,478); 2 — idem (ψ = 0,32); 3 — complet încărcat (ψ = 0,478).

O ameliorare a confortabilității automobilului în cazul circulației acestuia fără sarcină utilă, s-ar obține dacă amortizarea din suspensie ar fi reglabilă în funcție de sarcină (v. relația ψ'_{opt}).

Efectul modificării parametrului de amortizare asupra confortabilității autobuzului se poate vedea din fig. 6, 7, 8 și 9 unde s-a modificat numai coeficientul relativ de amortizare ψ ceilalți parametri fiind men-



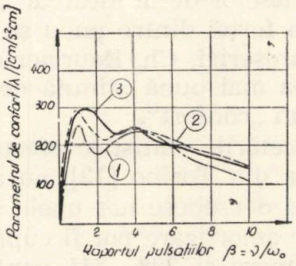


Fig. 6. și 7. Influența modificării coeficientului relativ de amortizare ψ asupra parametrului de confort pentru autobuzul TV-2U (față și respectiv spate): — ψ_{opt} = 0,475 și respectiv ψ = 0,3; 2 — ψ = 0,3 și respectiv ψ = 0,5; 3 — ψ = 0,5 și respectiv ψ_{opt} = 0,48.

ținuți constanți. Analizînd aliura curbelor din fig. 6, 7, 8 și 9 se constată că în apropierea primului vîrf de rezonanță, accelerațiile caroseriei nu se micșorează prin mărirea amortizării ci cresc sau rămîn aproximativ la fel.

Se observă o tendință generală de deplasare a zonei primului vîrf de rezonanță spre dreapta (spre frecvențe mai mari) prin mărirea coeficientului relativ de amortizare. În schimb, în zona celui de-al doilea vîrf al rezonanței (zona frecvențelor proprii ale roții) accelerațiile caroseriei se micșorează prin mărirea amortizării. Prin urmare, există un coeficient optim de amortizare, peste care nu mai este rațională mărirea amortizării deoarece nu se mai obține nici un avantaj.

De altfel, în lucrările [9] și [10] se afirmă că mărind amortizarea peste anumite limite se înrăutățește confortul în favoarea siguranței de

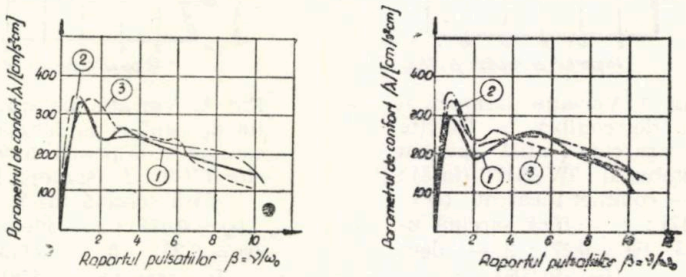


Fig. 8 și 9. Influența modificării coeficientului relativ de amortizare ψ asupra parametrului de confort pentru autobuzul TV-21RT (față și respectiv spate): 1 — $\psi = 0{,}32$; 2 — $\psi = 0{,}5$; 3 — $\psi_{opt} = 0{,}47$ și respectiv 0,477.

circulație. Din această cauză, la alegerea parametrilor de amortizare trebuie făcut un compromis între confortul optim și siguranța circulației. În acest sens, se recomandă un coeficient de amortizare de 0,43 pentru un vehicul gol și un coeficient de 0,3 pentru un vehicul complet încărcat (cu raportul maselor de la încărcat la gol de 2:1). Pe de altă parte, constatînd că variația forței dintre pneu și sol este proporțională cu accelerația verticală a caroseriei, Ch. Bourcier de Carbon [1] susține că amortizorul care asigură cea mai bună „ținută de drum" este același cu cel care asigură cel mai bun „confort".

Cercetările statistice efectuate pe diferite tipuri de amortizoare, la Politehnica din Torino [13], au arătat că, deși curbele caracteristice ale acestora se deosebesc net unele de altele, valorile maxime și minime ale forțelor de amortizare pot fi cuprinse în limitele : 40—70 kgf pentru cursa de comprimare și 208—341 pentru cursa de destindere. La aproximativ aceeași concluzie am ajuns și noi (v. lucrarea [5]) încercînd o serie de modele de amortizoare hidraulice telescopice, străine și românești.

Se desprinde deci concluzia că îmbunătățirea confortabilității nu este posibilă numai prin mărirea gradului de amortizare a oscilațiilor suspensiei, existînd în această privință o limită a amortizării.

Confortabilitatea unui automobil poate fi îmbunătățită în limite largi prin modificarea constantei (rigidității) elementului elastic al suspensiei 2 C_s. Acest lucru se poate vedea și din fig. 10, 11, 12 și 13, unde

se prezintă dependența parametrului de confort în funcție de rigiditatea suspensiei. Din aceste figuri rezultă că micșorarea rigidității elementului elastic al suspensiei produce o îmbunătățire simțitoare a confortabilității autobuzului românesc de capacitate medie, în special în zona primului vîrf de rezonanță. Micșorarea este de 15% pînă la 50%.

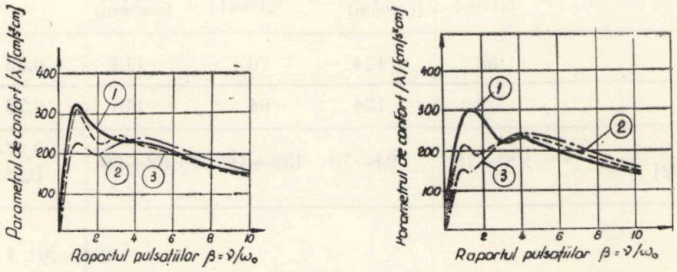


Fig. 10 și 11. Dependența parametrului de confort de rigiditatea suspensiei, la ψ_{opt}, pentru autobuzul TV-2U (față și respectiv spate): 1 — $2C_s = 2 \times 328$ kgf/cm, respectiv 2×556; 2 — $2C_s = 2 \times 200$ respectiv 2×400; 3 — $2C_s = 2 \times 350$ respectiv 2×300.

Dacă se ține seamă de accelerațiile limită indicate în fig. 1 (curba II) și de înălțimea maximă medie a neregularităților considerată ca fiind de 1 cm, se conclude că este necesar să se micșoreze parametrul de confort al autobuzelor TV-2U și TV-21RT. Pentru a obține acest lucru opi-

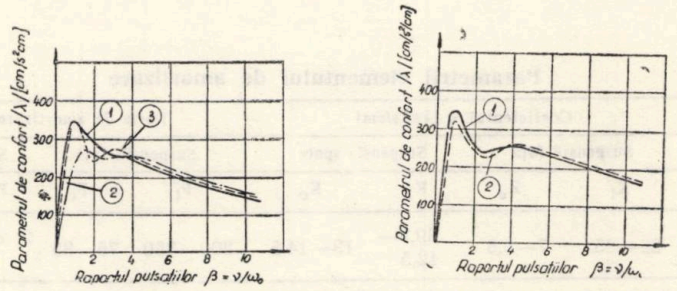


Fig. 12 și 13. Dependența parametrului de confort de rigiditatea suspensiei, la ψ_{opt} pentru autobuzul TV-21RT (față respectiv spate): 1 — $2C_s = 2 \times 400$ kgf/cm, respectiv 2×550; 2 — $2C_s = 2 \times 200$ respectiv 2×400; 3 — $2C_s = 2 \times 350$.

niem pentru modificarea rigidității elementului elastic al suspensiei. Singura limită a micșorării rigidității elementului elastic al suspensiei este impusă de variația înălțimii șasiului față de sol la încărcarea automobilului și de necesitatea existenței unei oarecare rezerve de cursă pentru a evita loviturile în tampoanele limitatoare. Această rezervă se poate reduce cu ușurință prin întrebuințarea unor amortizoare corespunzătoare.

Tabelul 2

Parametrii suspensiilor autobuzelor româneşti

Autobuzul	Suspensia faţă		Suspensia spate		f_1/f_2	n_1/n_2
	Săgeata statică totală f_1 [mm]	Frecvenţa $n_1 = \frac{945,35}{\sqrt{f_1}}$ [osc/min]	Săgeata statică totală f_2 [mm]	Frecvenţa $n_2 = \frac{945,35}{\sqrt{f_2}}$ [osc/min]		
TV-2U	58	124	70	113	0,83	1,1
TV-21RT	50	134	64	118	0,78	1,13
Date după V. Zignoli [22]	100—180	94—70	130—190	83—69	0,77—0,95	1,13—1,02

Tabelul 3

Propuneri de modificare a rigidităţii suspensiei

Autobuzul	Suspensia	Rigiditatea $2C_s$ [kgf/cm]	
		Situaţia actuală	Propunere
TV-2U	faţă	2x328	2x200—2x250
	spate	2x556	2x300—2x350
TV-21RT	faţă	2x350	2x200—2x250
	spate	2x550	2x300—2x350

Tabelul 4

Parametrii elementului de amortizare

Autobuzul	Coeficientul K [kgf s/cm]				Forţa de amortizare P_a [kgf]			
	Suspensia faţă		Suspensia spate		Suspensia faţă		Suspensia spa e	
	K_t	K_c	K_t	K_c	P_t	P_c	P_t	P_c
TV-2U	22—25	7—8,5	39,5—42,5	13—14,5	300—350	75—85	2 amortizoare faţă	
TV-21RT	22—24	7—8,5	38—41	13—15,5	300—350	75—85	2 amortizoare faţă	

Obs. Indicele t reprezintă cursa de destindere, iar c — de comprimare.

Micşorarea rigidităţii elementului elastic al suspensiei conduce implicit la creşterea săgeţii statice a acestuia. Studiul parametrilor suspensiilor unui mare număr de automobile a permis profesorului V. Zignoli [15] determinarea valorilor numerice pentru săgeţile statice şi frecvenţele proprii ale diferitelor tipuri de autovehicule. Un extras din aceste date (pentru autobuze) este redat în tabelul 2. În acelaşi tabel sînt indicate şi datele referitoare la suspensiile autobuzelor analizate.

Ținînd seama de cele expuse pînă în prezent și de datele tabelului 2, opiniem pentru modificarea rigidității elementului elastic al suspensiei autobuzului de capacitate medie, în limitele indicate în tabelul 3.

Trebuie avut în vedere și faptul că parametrul de confort pentru suspensia spate s-a calculat ținînd seama de coeficientul optim de amortizare, pe cînd în realitate la suspensia spate nu sînt montate amortizoare. Există doar autoamortizarea arcurilor lamelare datorită frecării uscate, iar coeficientul de amortizare în acest caz se consideră $\psi = 0{,}1$. În aceste condiții, valoarea calculată a parametrului de confort, crește foarte mult. Se impune, deci introducerea de amortizoare și la suspensia spate. Avînd în vedere faptul că suspensia, atît a roților din față cît și a roților din spate, la acest autobuz este pe arcuri lamelare și ținînd seama de indicațiile din lucrarea [13] se propun pentru elementul de amortizare din suspensie parametrii indicați în tabelul 4 (forțele de amortizare s-au calculat pentru o viteză relativă a pistonului de cca. 0,25—0,3 m/s).

2. Studiul experimental al confortabilității

Pentru determinarea performanțelor reale de confort ale autobuzului românesc de capacitate medie acesta a fost supus încercărilor pe parcurs.

Accelerațiile s-au măsurat cu accelerometre mecanice 1 de tip Dr. Geiger (v. fig. 14) în două puncte ale caroseriei și anume deasupra roții din față, dreapta și deasupra roții din spate, dreapta. Baza de timp s-a înregistrat cu ajutorul unui ceas electric 3 (v. fig 14) proiectat și construit la Institutul politehnic Brașov.

Accelerațiile verticale ale caroseriei s-au măsurat în condițiile circulației pe 3 categorii de drumuri și anume : șosea asfaltată, drum pavat și drum de țară desfundat.

Încercările s-au efectuat pentru două stări de încărcare a autobuzului și anume : complet încărcat și fără sarcina utilă. Autobuzul s-a încercat și în diferite situații de amortizare a oscilațiilor suspensiei, adică : fără amortizoare și cu amortizoare (numai la suspensia față), cu două reglaje ale forței maxime de amortizare (un reglaj din uzină și un reglaj stabilit de colectiv).

Pentru comparare, a fost supus încercărilor de parcurs în aceleași condiții exceptînd doar amortizoarele și autobuzul SETRA S-125 al firmei Karl Kässbohrer (R.F.G.), cu suspensie pneumatică.

Analiza rezultatelor experimentale

Autobuzul SETRA S-125. În fig. 15 se prezintă influența vitezei de deplasare asupra accelerațiilor verticale ale caroseriei, în cazul circulației pe un drum de țară, desfundat (în stare proastă). S-a constatat, de fapt, că pe acest tip de drum nu se putea circula cu o viteză mai mare de 40 km/h, accelerațiile atingînd valori complet dăunătoare organismului omenesc.

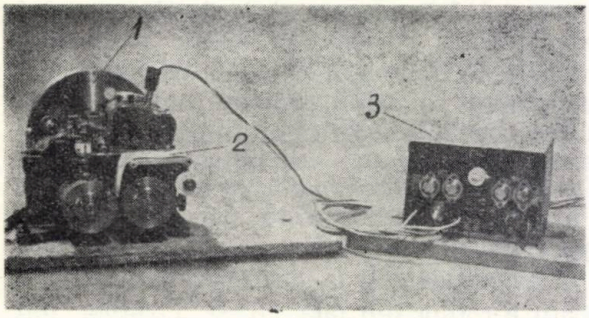


Fig. 14 Vedere generală a aparaturii de înregistrat accelerațiile : 1 — accelerometrul Dr. Geiger ; 2 — banda de hîrtie pentru înregistrat ; 3 — ceasul electric.

Influența stării de încărcare asupra accelerațiilor verticale ale caroseriei se poate vedea din fig. 16. Accelerațiile cresc aproape dublu de la complet încărcat la gol (v. și tabelul 5) în cazul circulației pe drum de țară și aproape triplu în cazul circulației pe șosea asfaltată cu viteza de 50 km/h.

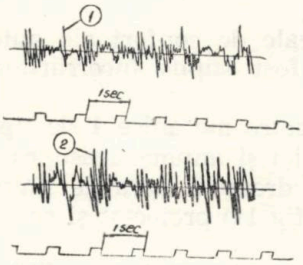


Fig. 15. Influența vitezei de deplasare asupra accelerațiilor verticale ale autobuzului SETRA (complet încărcat ; drum de țară, desfundat) : 1 — v = 30 km/h ; 2 — v = 40 km/h.

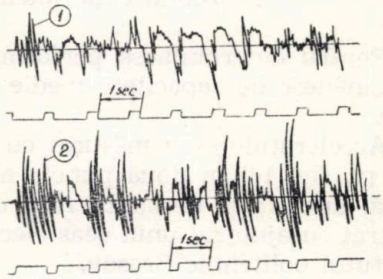


Fig. 16. Influența stării de încărcare asupra accelerațiilor verticale ale autobuzului SETRA (drum de țară, desfundat : V = 30 km/h) ; 1 — complet încărcat ; 2 — fără sarcină utilă.

Rezultatele încercărilor autobuzului SETRA pe diferite categorii de drumuri, sînt totalizate în tabelul 5. Datele au fost obținute prin aflarea mediei simple a valorilor maxime ale accelerațiilor.

Autobuzul TV-21 R. Rezultatele încercărilor suspensiei autobuzului TV-21R, în condiții naturale de drum, sînt prezentate în tabelul 6.

După cum se poate vedea din fig. 17 categoria de drum pe care se exploatează autobuzul (șosea asfaltată, drum pavat, drum de țară desfundat) influențează foarte mult asupra confortabilității acestuia — înrăutățind-o. Astfel, în cazul circulației pe drum pavat accelerațiile autobuzului cresc cu cca. 50—60% față de cazul circulației pe șosea asfaltată, iar în cazul circulației pe drum de țară desfundat cu cca. 2,5—4 ori față de cazul circulației pe drum pavat.

Tabelul 5

Accelerațiile verticale maxime medii ale autobuzului SETRA S-125 [m/s²]

Tipul drumului	Viteza de deplasare [km/h]	Fără sarcină utilă				Complet încărcat			
		Suspensie față		Suspensie spate		Suspensie față		Suspensie spate	
		sus	jos	sus	jos	sus	jos	sus	jos
Sosea asfaltată (de calitate medie)	30	0,51	1,06	0,61	0,525	0,409	0,409	0,678	0,515
	50	1,39	0,985	0,615	0,59	0,45	0,45	0,66	0,51
Drum pavat (de calitate medie)	30	1,51	2,75	1,52	1,63	1,3	1,8	1,2	1,62
	40	3,34	4	2,5	2,7	2,05	2,5	1,32	1,41
	50	3,38	4,2	2,9	3,2	1,96	2,1	1,54	1,27
Drum de țară (desfundat)	30	11,7	11	5,95	6,2	5,24	5,8	4,4	5
	40	+	+	+	+	7,3	6,6	5,4	6

Influența stării de încărcare a autobuzului asupra accelerațiilor verticale este indicată în fig. 18. Se observă de altfel și din tabelul 6, că con-

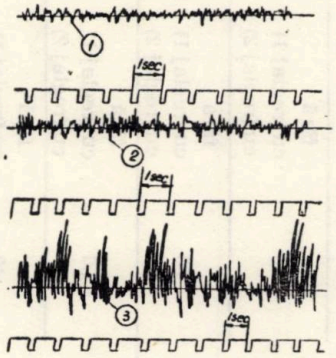


Fig. 17. Variația accelerațiilor verticale ale autobuzului TV 21R în funcție de drum (complet încărcat ; cu amortizoare, reglaj 2 ; suspensia față : V = 30 km/h) : 1 — șosea asfaltată ; 2 — drum pavat ; 3 — drum de țară desfundat.

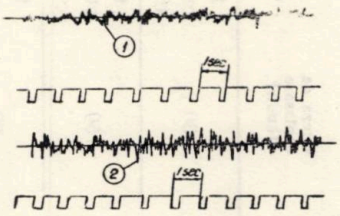


Fig. 18. Variația accelerațiilor verticale ale autobuzului TV-21R în funcție de starea de încărcare (drum pavat ; suspensia față fără amortizoare ; viteza = 30 km/h) : 1 — complet încărcat ; 2 — fără sarcină utilă.

fortabilitatea autobuzului fără sarcină utilă (gol) se micșorează (accelerațiile cresc) comparativ cu autobuzul complet încărcat. Această creștere a

Tabelul 6

Accelerațiile verticale maxime ale autobuzului TV-21 R [m/s²]

Tipul drumului	Viteza de deplasare [km/h]	Existența amortizorului	Fără sarcină utilo				Complet încărcat			
			Suspensie față		Suspensie spate		Suspensie față		Suspcnsie spate	
			sus	jos	sus	jos	sus	jos	sus	jos
Șosea asfaltată (de calitate medie)	30	fără	1,71	1,38	1,4	1,48	0,935	0,975	+	+
		cu (reglaj 1)	1,19	1,15	1,14	1,23	0,88	1,02	0,79	4,3
		cu (reglaj 2)	1,82	1,51	1,08	1,28	1,06	1,14	1,06	1,01
	50	fără	3,1	3,25	2,85	3,25	2,29	2,2	+	+
		cu (reglaj 1)	1,76	1,9	1,95	2,24	1,1	1,1	1,08	1,66
		cu (reglaj 2)	2,24	2,2	1,5	1,96	1,39	1,55	1,57	1,52
	60	fără	2,04	2,01	2,15	2,67	2,06	1,87	+	+
		cu (reglaj 1)	2,09	2,7	1,9	3,3	1,46	1,4	3,82	3,14
		cu (reglaj 2)	2,86	2,27	1,77	2,2	2,12	2,66	2,25	2,27
Drum pavat (de calitate medie)	30	fără	2,85	3,06	3,26	3,18	1,51	1,26	2,1	2,31
		cu (reglaj 1)	2,75	2,7	2,47	3	1,92	1,96	2,92	3,44
		cu (reglaj 2)	3,2	3,5	1,77	1,18	1,88	1,76	2,15	2,06
	40	fără	4	3,65	4,55	4,32	+	+	2,1	2,31
		cu (reglaj 1)	1,95	2,55	4,05	5	2,04	2,3	3,52	3,04
		cu (reglaj 2)	4,84	5,95	2,24	1,29	+	+	3,93	3,36
	50	fără	5,6	5,18	5,4	5,3	+	+	2,9	3,55
		cu (reglaj 1)	3,45	3,66	6,35	6,25	3,35	2,6	6,38	6,2
		cu (reglaj 2)	4,35	3,9	2,29	1,56	+	+	3,25	3,84
Drum de țară (desfundat)	30	fără	11,9	10,4	10	9,5	+	+	+	+
		cu (reglaj 1)	9,15	10	7,1	9,1	6,64	6,02	7,75	9
		cu (reglaj 2)	11,2	10,2	3,5	4,24	+	+	6,15	7,88
	40	fără	12,5	12	+	+	+	+	+	+
		cu (reglaj 1)	11,8	10,6	11,4	11,2	8,8	8,6	15	14
		cu (reglaj 2)	12,1	10,6	6,28	5,45	+	+	6,45	9,7

accelerațiilor este de la 20 la 80%, în funcție de drum, viteza de deplasare și existența amortizoarelor în suspensie.

În figura 19 se prezintă comparativ variația accelerațiilor verticale în funcție de existența amortizoarelor. Introducerea unor amortizoare mai puternice (reglajul 2) nu produce o micșorare a accelerațiilor caroseriei, ci chiar o mărire a acestora, comparativ cu cazul unor amortizoare cu o forță de rezistență mai mică (reglaj 1). Prin urmare, s-au dovedit experimental cele susținute de colectiv la punctul 1 al prezentei lucrări.

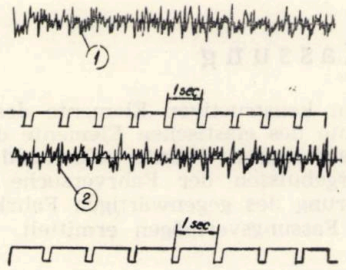


Fig. 19. Variația accelerațiilor autobuzului TV-21R (suspensia față; drum pavat; fără sarcină utilă; V = 30 km/h): 1 — fără amortizoare; 2 — cu amortizoare (reglaj 2).

Din analiza datelor din tabelele 5 și 6 rezultă că accelerațiile verticale ale autobuzului TV-21R sînt mai mari decît accelerațiile autobuzului SETRA de 2—2,5 ori în cazul circulației pe șosea asfaltată cu o viteză de cca. 30 km/h (compararea s-a făcut pentru starea — complet încărcat) și de 2,5—5 ori pentru viteza de 50 km/h, în funcție de existența amortizoarelor și de reglajul acestora. Trebuie remarcat faptul că în cazul circulației pe drum pavat, diferențele sînt mici în afară de viteza de 50 km/h, unde accelerațiile autobuzului TV-21R sînt mai mari. Valorile maxime medii ale accelerațiilor verticale în condițiile circulației pe drum de țară desfundat (în stare proastă) sînt aproximativ aceleași pentru ambele autobuze.

Comparativ cu autobuzul PAZ-652, (v. datele din lucrarea [14]) autobuzul TV-21R are o confortabilitate mai bună. Astfel, accelerațiile autobuzului PAZ-652, în condițiile circulației pe șosea asfaltată cu o viteză de 50 km/h, sînt mai mari de 2,5—3 ori decît accelerațiile autobuzului TV-21 (suspensie spate) în aceleași condiții.

Concluzii

Din cele expuse se pot trage următoarele concluzii : îmbunătățirea confortabilității automobilelor nu este posibilă numai prin mărirea gradului de amortizare a oscilațiilor suspensiei, existînd în această privință o limită a amortizării ; confortabilitatea unui automobil poate fi îmbunătățită în limite largi prin modificarea constantei (rigidității) elementului elastic al suspensiei ; este necesară introducerea de amortizoare și la sus-

pensia spate a autobuzului, măsură ce ar contribui la îmbunătățirea confortabilității acestuia; trebuie îmbunătățită confortabilitatea autobuzului TV-2 pentru a o aduce la valori comparabile cu cele ale autobuzului SETRA și cu valorile recomandate ale accelerațiilor (v. fig. 1). Astfel se poate recomanda modificarea rigidității elementului elastic al suspensiei conform indicațiilor din tabelul 3, iar proiectarea elementului de amortizare să se facă conform recomandărilor din tabelul 4.

Zusammenfassung

Es wird der Einfluss der verschiedenen konstructiven Elemente des Omnibusses (beziehungsweise die Last, die Konstante des elastischen Elemente des Aufhängung, die Stossdämpfer — Konstante) auf dessen Komfort-Kennzahl untersucht. Nach dieser Analyse und nach den Ergebnissen der Fahrversuche werden die Möglichkeiten und Grenzen der Verbesserung des gegenwärtigen Fahrkomforts des rumänischen Omnibusses mit mittleren Fassungsvermögen ermittelt.

Резюме

Анализируется влияние конструктивных параметров автобуса (нагузка, жесткость упругого элемента подвески, коэфициент сопротивления амортизаторов) на плавность хода.

В зависимости от результатов этого анализа и экспериментальных исследований на разных дорогах, устанавливаются возможные меры улучшения плавности хода румынского автобуса средней вместимости.

Bibliografie

1. CH. BOURCIER DE CARBON: *Théorie mathématique et réalisation pratique de la suspension amortie des véhicules terrestres.* Comunication au 3e congrés technique international de l'automobile. PARIS, oct. 1950.
2. DIECKMANN D.: *Die Wirkung mechanischer Schwingungen in Kraftfahrzeugen auf den Menschen.* ATZ, 59, Nr. 10, 1957, 297—302.
3. DRĂGHICI I.: *Contribuții la studiul confortabilității autocamioanelor românești.* Construcția de mașini, Nr. 12, 1965, 676—683.
4. DRĂGHICI I., MACARIE V.: *Amortizoare hilraulice telescopice auto.* I.D.T., București, 1965, (31—1870).
5. DRĂGHICI I., JULA A., ALEXANDRU P.: *Rezultate ale cercetărilor privind amortizoarele telescopice auto.* Buletinul Institutului politehnic Brașov, seria A — Mecanică, vol. VIII, 1966, 97—110.
6. DRĂGHICI I., JULA A., ALEXANDRU P.: *Contribuții la studiul influenței amortizării din suspensie asupra confortabilității automobilelor.* Comunicare la sesiunea științifică a I. P. Bv., decembrie 1966.

7. GOLDMAN, D. E., GIERKE, H. E. : *The Effects of Schock and vibration on man.* Lecture and review series, Nr. 60—3, Naval Medical Research Institute, Bethesda, Maryland, Ian., 1960, 151—198.
8. JEUFFROY G. : *Acţiunile reciproce între autovehicule şi drum.* Revue générale des routes et des aérodromes, Nr. 358, nov. 1961, 119—132.
9. MITSCHKE, M. : *Schwingungsverhalten und Sicherheit eines Kraftfahrzuges.* ATZ, Nr. 6, 1958, 168—174.
10. MITSCHKE, M. : *Teoretische und experimentalle Schwingungsuntersuhungen am Kraftfahrzeug.* ATZ, Nr. 7, 1963, 197—205.
11. PRUTCIKOV O. K. : *Expluatationîe trebovania k plavnosti hoda avtomobilei.* Avtomobilnaia promîşlenost, Nr. 2, 1965, 30—33.
12. ROTENBERG, R. V., BURLACENKO, N. I. : *O fiziologhiceskih kriteriah plavnosti hoda avtomobilia.* Avtomobilnaia promîşlenost, Nr. 2, 1966, 27—30.
13. RUSSO-FRATTASI, A. : *Contributo alla determinazione di migliori caratteristiche per gli ammortizatori degli autobus urbani.* ATA, oct. 1964, nr. 10, 679—686.
14. SKINDER I. B., LIEPA I. A. : *Rezrabotka tipovoi konstrukţii avtomobilei.* Trudî VNTS po podvedeskam avtomobilei, NAMI, 1959, sb. I, 131—154.
15. ZIGNOLI, V. : *Il comfort degli autovehicoli — Studii ed esperienze nell Instituto del Transporti del Politecnico di Torino.* ATA-Richerche, 1960, Nr. 3, 89—99.

ASUPRA CARACTERISTICII ELASTICE A SUSPENSIEI PE ARCURI SEMIELIPTICE PROGRESIVE CU REAZEME PE SANII

V. OLARIU

1. Generalităţi

În lucrarea [11] s-au indicat avantajele pe care le prezintă suspensia pe arcuri semieliptice progresive combinate cu arcuri din cauciuc (Aeon), indicîndu-se şi o metodă de calcul a acestei suspensii în cazul utilizării unor arcuri de cauciuc existente.

Pentru obţinerea unei caracteristici elastice a suspensiei apropiate de o politropă (cum este cea a suspensiei pneumatice sau hidropneumatice), cubică sau exponenţială avem la dispoziţie următoarele mijloace :

— divizarea arcului semieliptic în două pachete cu foi care intră progresiv în acţiune ;

— execuţia săniilor cu două sectoare active de raze diferite ;

— utilizarea unor arcuri din cauciuc, din mase plastice, sau a unor amortizoare hidropneumatice care măresc progresiv rigiditatea suspensiei.

În prezenta lucrare se va indica metoda de calcul tabelar pentru trasarea caracteristicii elastice a suspensiei pe arcuri semieliptice progresive cu reazeme pe sănii, combinate cu arcuri de cauciuc ; arcul semieliptic fiind divizat în două pachete de foi, iar sania fiind prevăzută cu două sectoare de raze diferite.

2. Elementele geometrice ale suspensiei

Pentru stabilirea expresiilor diferitelor elemente geometrice ale suspensiei se admite că foaia principală a arcului are, atît în stare liberă cît şi în stare deformată, forma unui arc de cerc [2]. În stare liberă această formă se datoreşte însăşi construcţiei arcului iar în stare deformată se

poate admite că are forma unui arc de cerc deoarece arcul semieliptic provine de la un arc ideal dublu triunghiular de grosime constantă. Ca urmare momentul de inerţie geometric — pentru diferite secţiuni ale arcului — variază liniar, tot aşa cum variază şi momentul încovoietor în secţiunile respective. Aceasta arată că şi după deformare raza de curbură a arcului este constantă, ca urmare arcul deformat are tot forma unui arc de cerc. Evident, în realitate vor exista oarecari abateri datorită formei trapezoidale a arcului real. De aceste abateri se va ţine seama în calculele de rezistenţă prin introducerea unor coeficienţi de formă.

La baza figurii 1, în condiţiile ipotezei admise se obţine, pentru intervalul $\alpha_r \leqslant \alpha \leqslant \alpha_0$,

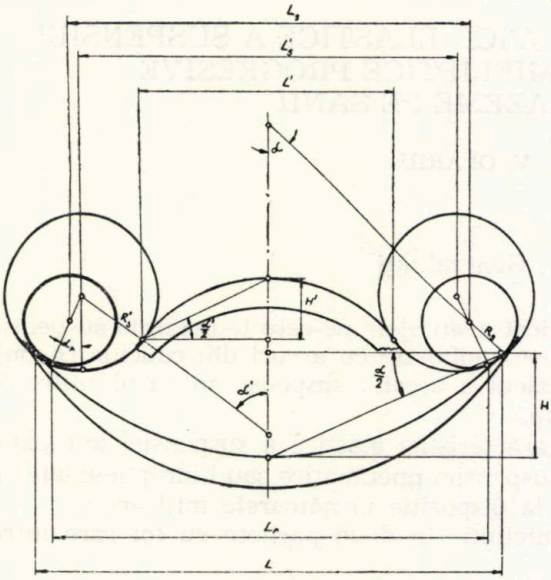


Fig. 1.

$$\sin\alpha = \frac{L - L_s}{2R_s}, \quad \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{2H}{L},$$

$$\alpha = \arcsin\frac{L - L_s}{2R_s}, \qquad (1)$$

pentru intervalul $0 \leqslant \alpha \leqslant \alpha_r$.

$$\sin\alpha = \frac{L - L_s}{2R'_s}, \quad \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{2H}{L},$$

$$\alpha = \arcsin\frac{L - L'_s}{2R'_s}; \qquad (2)$$

iar pentru intervalul $\alpha' \geqslant 0$,

$$\sin\alpha' = \frac{L'_s - L'}{2R'_s}, \quad \operatorname{tg}\frac{\alpha'}{2} = \frac{2H'}{L'},$$

$$\alpha' = \arcsin\frac{L'_s - L'}{2R_s} \qquad (3)$$

Avînd în vedere formulele cunoscute :

$$\sin\alpha = \frac{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}{1+\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}}, \qquad \sin\alpha' = \frac{2\operatorname{tg}\frac{\alpha'}{2}}{1+\operatorname{tg}^2\frac{\alpha'}{2}} \qquad (4)$$

În virtutea relaţiilor (1), (2), (3) şi (4) rezultă expresiile :

$$\sin\alpha = \frac{4HL}{L^2+4H^2}, \qquad \sin\alpha' = \frac{4H'L'}{L'^2+4H'^2} \qquad (5)$$

Ţinînd seama de condiţiile admise pentru micile deformaţii ale arcului semieliptic [8] :

$$H \leqslant 0{,}1\,L\,, \quad H' \leqslant 0{,}1\,L' \qquad (6)$$

rezultă

$$H^2 \leqslant 0{,}01\,L^2\,, \quad H'^2 \leqslant 0{,}01\,L'^2$$

Prin urmare termenii $4H^2$, $4H'^2$ — care intervin în relațiile (5) pot fi neglijați în raport cu L^2 respectiv L'^2 fără a depăși o eroare de 4 %. În acest caz relațiile (5) devin :

$$\sin\alpha=\frac{4H}{L}, \quad \sin\alpha'=\frac{4H'}{L'} \tag{7}$$

Pe baza relațiilor (1), (2), (3) și (7) se obțin expresiile :

$$\frac{L-L_s}{2R_s}=\frac{4H}{L}, \quad \frac{L-L'_s}{2R'_s}=\frac{4H}{L}, \quad \frac{L'_s-L'}{2R'_s}=\frac{4H'}{L'};$$

cu ajutorul cărora rezultă, pentru $\alpha_r \leqslant \alpha \leqslant \alpha_0$

$$H=\frac{L(L-L_s)}{8R_s} \tag{8}$$

pentru $0 \leqslant \alpha \leqslant \alpha_r$

$$H=\frac{L(L-L_s)}{8R'_s} \tag{9}$$

iar pentru $\alpha' \geqslant 0$

$$H'=\frac{L'(L'_s-L')}{8R'_s} \tag{10}$$

Tot pe baza figurii 1 mai pot fi scrise relațiile :

$$L_s=L_r-2R_s\sin\alpha_r, \quad L'_s=L_s-2(R'_s-R_s)\sin\alpha_r$$

din care rezultă :

$$L_s=L'_s+2(R'_s-R_s)\sin\alpha_r, \quad L_r=L'_s+2R'_s\sin\alpha_r \tag{11}$$

Din figura 2 se obțin relațiile :

$$f=H_0-H-\Delta H,$$
$$f'=H_0+H'-\Delta H' \tag{12}$$

în care ΔH și $\Delta H'$ sînt funcții de unghiul la centrul săniei.

Pentru $\alpha_r \leqslant \alpha \leqslant \alpha_0$ rezultă

$$\Delta H=R_s(\cos\alpha-\cos\alpha_0) \tag{13}$$

pentru $0 \leqslant \alpha \leqslant \alpha_r$, se obține

$$\Delta H=R_s(\cos\alpha_r-\cos\alpha_0)+$$
$$+R'_s(\cos\alpha-\cos\alpha_r) \tag{14}$$

iar pentru $\alpha' \geqslant 0$ corespunde relația

$$\Delta H'=R_s(\cos\alpha_r-\cos\alpha_0)+$$
$$+R'_s(\cos\alpha'-\cos\alpha_r) \tag{15}$$

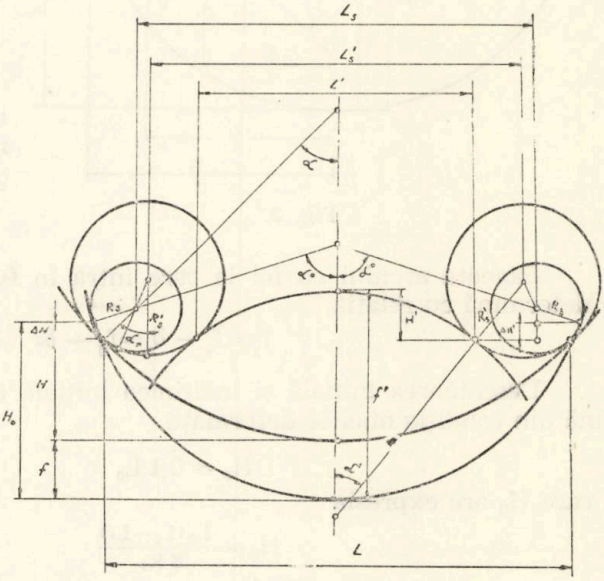


Fig. 2.

Din expresiile (12) şi (13) se deduce formula săgeţii pozitive a arcului cu foi

$$f = H_0 - H - R_s(\cos\alpha - \cos\alpha_0) \tag{16}$$

valabilă pe intervalul $\alpha_r \leqslant \alpha \leqslant \alpha_0$.

În virtutea relaţiilor (12) şi (14) se stabileşte formula săgeţii pozitive a arcului cu foi

$$f = H_0 - H - R_s(\cos\alpha_r - \cos\alpha_0) - R'_s(\cos\alpha - \cos\alpha_r) \tag{17}$$

valabilă pe intervalul $0 \leqslant \alpha \leqslant \alpha_r$.

Cu relaţiile (12) şi (15) se determină formula săgeţii negative a arcului cu foi.

$$f' = H_0 + H' - R_s(\cos\alpha_r - \cos\alpha_0) - R'_s(\cos\alpha' - \cos\alpha_r) \tag{18}$$

Săgeata finală, săgeata statică şi deformaţia maximă negativă a arcului cu foi pot fi determinate, pe baza figurii 3, cu relaţiile :

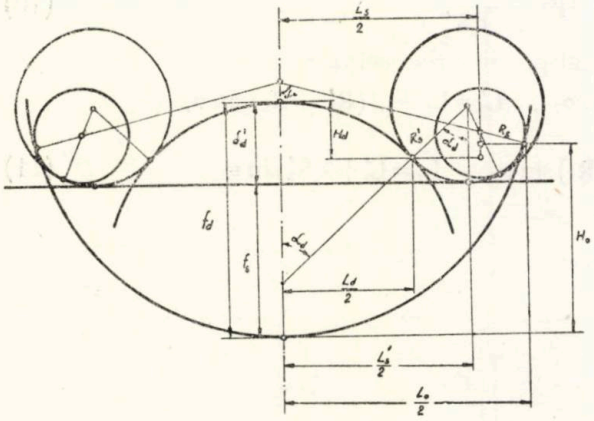


Fig. 3.

$$f_d = H_0 + H_d - R_s(\cos\alpha_r - \cos\alpha_0) - R'_s(\cos\alpha_d - \cos\alpha_r) \tag{19}$$

$$f_s = H_0 - R_s(\cos\alpha_r - \cos\alpha_0) - R'_s(1 - \cos\alpha_r) \tag{20}$$

$$\delta'_d = H_d + R'_s(1 - \cos\alpha_d) \tag{21}$$

$$f_d = f_s + \delta'_d \tag{22}$$

Deformaţia maximă negativă a arcului cu foi mai poate fi exprimată şi cu formula

$$\delta'_d = \delta_d - \delta_s \tag{23}$$

Săgeata arcului cu foi la care intră în funcţiune arcul de cauciuc se determină cu relaţia

$$f_g = f_s - \delta_s = f_d - \delta_d \tag{24}$$

Deschiderea iniţială şi înălţimea iniţială a arcului cu foi se determină din condiţia micilor deformaţii

$$H_0 = 0{,}1\, L_0 \tag{25}$$

în care H_0 are expresia

$$H_0 = \frac{L_0(L_0 - L_s)}{8\, R_s} \tag{26}$$

obţinută în virtutea relaţiei (8).

Din formulele (25) şi (26) rezultă

$$L_0 = L_s + 0{,}8\, R_s \tag{27}$$

Unghiul la centrul săniei corespunzător deschiderii iniţiale se va determina, pe baza relaţiei (1), cu formula

$$\alpha_0 = \arcsin \frac{L_0 - L_s}{2\, R_s} \tag{28}$$

Din relaţiile (27) şi 28) se obţine la limită,

$$\alpha_0 = \arcsin 0{,}4 \simeq 23°40' \tag{29}$$

Prin urmare, în condiţia $H_0 = 0{,}1\, L_0$, unghiul α_0 este acelaşi pentru toate arcurile progresive cu foi, pe reazeme de tip „sanie" indiferent de dimensiunile lor. Ca urmare relaţia (20) se va scrie sub forma

$$f_s = H_0 + R_s\,(0{,}916 - \cos\alpha_r) - R'_s\,(1 - \cos\alpha_r)$$

sau

$$f_s = 0{,}1\, L_s + R_s\,(0{,}916 - \cos\alpha_r) - R'_s\,(1 - \cos\alpha_r) \tag{30}$$

Din relaţiile (30) şi (27) rezultă pentru săgeata statică expresia

$$f_s = 0{,}1\, L_s + R_s\,(0{,}996 - \cos\alpha_r) - R'_s\,(1 - \cos\alpha_r) \tag{31}$$

care, pentru α_r se reduce la forma [11]

$$f_s = 0{,}1\, L_s - 0{,}004\, R_s \tag{32}$$

Săgeata statică f_s se alege în funcţie de coeficientul dinamic ε al suspensiei şi viteza maximă a automobilului [12]. Pentru stabilirea coeficientului dinamic al suspensiei este necesar să se cunoască reacţiunea maximă $Z_{2s} = Z_{2d}$ dintre sanie şi arc. În funcţie de această reacţiune coeficientul ε se determină cu formula

$$\varepsilon = \frac{2\, Z_{2s}}{P_s} \tag{33}$$

Distanţa L'_s dintre centrele săniilor (cu raza R'_s) se obţine cu formula [11]

$$L'_s = \sqrt{\frac{6\, a\, f_s\, E}{q_{1s}\, \sigma}} \tag{34}$$

dedusă din condiţia ca la săgeata f să se dezvolte, în foile pachetului superior ale arcului divizat, un efort unitar de încovoiere egal cu cel recomandat pentru solicitarea statică maximă a arcului.

După stabilirea săgeţii statice f_s şi a distanţei L'_s se determină distanţa L_s şi unghiul α_r folosind prima relaţie (11) şi relaţia (31) :

$$L_s = L'_s + 2\,(R'_s - R_s)\sin\alpha_r, \quad f_s = 0{,}1\, L_s + R_s\,(0{,}996 - \cos\alpha_r) - R'_s\,(1 - \cos\alpha_r)$$

din care se obţine :

$$L_s = \frac{1}{1{,}08}\left\{L'_s + 0{,}4K_s + \sqrt{(L'_s + 0{,}4K_s)^2 + 4{,}32\left[(R'_s - R_s)^2 - K^2\right] - 1{,}08L'^2_s}\right\} \quad (35)$$

$$\sin\alpha_r = \frac{L_s - L'_s}{2(R'_s - R_s)} \quad (36)$$

În relaţia (35) s-a folosit substituţia :

$$K_s = f_s + R'_s - 0{,}996\,R_s \quad (37)$$

Deschiderea L_r se determină cu a doua relaţie (11), înălţimea H_r cu formula (8), iar săgeata f_r cu formula (16).

Săgeata f_p a arcului cu foi, la care intră în funcţiune pachetul inferior de foi, va corespunde capacităţii portante P_p care trebuie să satisfacă condiţia [11] : $P_p = (0{,}3 \approx 0{,}4)\ P_s$.

Punctele de coordonate (f_s, P_s) respectiv (f_p, P_p) vor servi la trasarea caracteristicii elastice teoretice a suspensiei (fig. 4), care poate fi : parabolă cubică, adiabată (politropă), exponenţială etc. În funcţie de condiţiile ce trebuie îndeplinite pentru ca punctul de coordonate ($_p$, P_p) să se găsească pe curba ce reprezintă caracteristica elastică teoretică a suspensiei se va alege săgeata f_p.

Deschiderea L_p în funcţie de săgeata f_p se determină utilizînd relaţia (16)

$$f_p = H_o - H_p - R_s\cos\alpha_p + R_s\cos\alpha_o \quad (39)$$

Din relaţia (39) rezultă

$$R_s\cos\alpha_p = H_o - f_p + R_s\cos\alpha_o - H_p \quad (40)$$

Dacă se notează

$$K_p = H_o - f_p + R_s\cos\alpha_o \quad (41)$$

în virtutea relaţiilor (40) şi (41) se poate scrie

$$R_s\cos\alpha_p = K_p - H_p \quad (42)$$

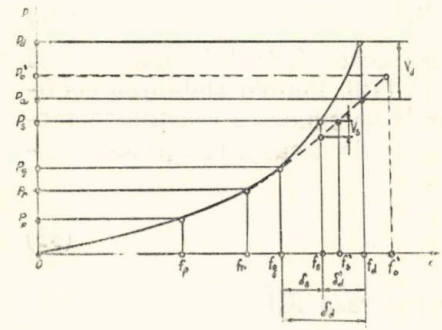


Fig. 4.

Din relaţiile (42) şi (8) se obţine

$$R_s\cos\alpha_p = K_p - \frac{L_p(L_p - L_s)}{8R_s} \quad (43)$$

Avînd în vedere relaţiile (1), funcţia $\cos\alpha_p$ se va putea exprima sub forma

$$\cos\alpha_p = \frac{1}{2R_s}\sqrt{4R_s^2 - (L_p - L_s)^2} \quad (44)$$

Din (39) şi (40) rezultă

$$\frac{1}{2}\sqrt{4R_s^2-(L_p-L_s)^2}=K_p-\frac{L_p(L_p-L_s)}{8R_s} \tag{45}$$

Notînd cu x deschiderea necunoscută ($L_p=x$) expresia (45) devine

$$4R_s\sqrt{4R_s-(x-L_s)^2}=8KR_s-x(x-L_s)$$

care poate fi scrisă sub forma

$$(8R_s^2)^2-[8K_pR_s-x(x-L_s)]^2=(4R_s)^2(x-L_s)^2 \tag{2}$$

Pentru evitarea rezolvării acestei ecuaţii algebrice de gradul patru, urmărind o soluţionare grafică, se introduc substituţiile :

$$c=4R_s\,,\quad y=x-L_s\,,\quad z=8K_pR_s-x(x-L_s) \tag{47}$$

pe baza cărora ecuaţia (42) devine

$$c^2y^2+z^2-\left(\frac{c^2}{2}\right)^2=0$$

sau

$$\frac{y^2}{\left(\frac{c}{2}\right)^2}+\frac{z^2}{\left(\frac{c^2}{2}\right)^2}-1=0 \tag{48}$$

Ecuaţia (48) exprimă o elipsă cu semiaxele : $\frac{c}{2}$ şi $\frac{c^2}{2}$.

Avînd în vedere substituţiile (47) se poate scrie ecuaţia

$$z=8K_pR_s-L_sy-y^2 \tag{49}$$

care exprimă o parabolă.

La intersecţia elipsei (48) cu parabola (49) se găseşte valoarea $y=y_p$ apoi se determină deschiderea L_p cu relaţia

$$L_p=L_s+y_p \tag{50}$$

Înălţimea H_p a arcului cu foi corespunzătoare deschiderii L_p se determină, pe baza relaţiei (8), cu formula

$$H_p=\frac{L_p(L_p-L_s)}{8R_s} \tag{51}$$

iar unghiul la centrul săniei α_p, corespunzător deschiderii L_p se determină, pe baza relaţiei (1), cu formula :

$$\alpha_p=\arcsin\frac{L_p-L_s}{2R_s} \tag{52}$$

Săgeata f_g se stabileşte din condiţia :

$$f_r<f_g<f_s \tag{53}$$

care contribuie de asemenea la sporirea progresivă a rigidităţii suspensiei, înainte de a se realiza sarcina nominală, fapt care contribuie la micşorarea numărului de foi ale arcului semieliptic.

Săgeata finală f_d se alege din caracteristica elastică teoretică a suspensiei în funcţie de capacitatea portantă maximă P_d, exprimată prin relaţia

$$P_d = \varepsilon P_s \tag{54}$$

Deschiderea L_0 şi L_d în funcţie de săgeţile f_g şi f_d se determină utilizînd relaţiile (17) şi (18) :

$$f = H_0 - H - R_s(\cos\alpha_r - \cos\alpha_0) - R'_s\cos\alpha - R'_s\cos\alpha_r;$$

$$f' = H + H' - R_s(\cos\alpha_r - \cos\alpha_0) - R'_s\cos\alpha' + R'_s\cos\alpha_r.$$

Introducînd notaţiile

$$\left.\begin{array}{l} K = H_0 - f + R_s\cos\alpha_0 + (R'_s - R_s)\cos\alpha_r,\ K' = H_0 - f' + R_s\cos\alpha_0 + (R'_s - R_s)\cos\alpha_r \\ c' = 4R'_s,\ y = x - L'_s,\ z = 8KR'_s - x(x - L'_s),\ z = 8K'R_s - x(x - L'_s), \end{array}\right\} \tag{55}$$

şi procedînd în mod analog ca şi la determinarea deschiderii L_p se obţine elipsa

$$\frac{y^2}{\left(\frac{c'}{2}\right)^2} + \frac{z^2}{\left(\frac{c'^2}{2}\right)^2} - 1 = 0 \tag{56}$$

şi parabolele :

$$z = 8KR'_s - L'_s - L'_s y - y^2\ ,\ z = 8K'R'_s - L'_s y - y^2 \tag{57}$$

Pentru $f = f_g$ respectiv $f = f_d$ se determină, în baza relaţiilor (55):

$$K_g = H_0 - f_g + R_s\cos\alpha_0 + (R_s - R_s)\cos\alpha_r\ ,$$

$$K_d = H_0 - f_d + R_s\cos\alpha_0 + (R'_s - R_s)\cos\alpha_r \tag{58}$$

iar cu relaţiile (57) se obţin parabolele :

$$z = 8K_gR'_s - L'_s y - y^2\ ,\ z = 8K_dR'_s - L'_s y - y^2 \tag{59}$$

La intersecţia elipsei (56) cu parabolele (59) se găsesc valorile : $y = y_g$, $z = y_d$, apoi se determină deschiderile L_g şi L_d cu formulele :

$$L_g = L_s + y_g\ ,\ L_d = L'_s + y_d \tag{60}$$

În reprezentarea grafică a elipselor (48) şi (56) se vor alege scări convenabile astfel ca aceste elipse să fie practic reprezentate prin cercuri. Prin urmare, soluţionarea ecuaţiilor algebrice de gradul patru se va reduce la intersecţia dintre cercuri şi parabole. Pentru valori mici ale lui y termenul în y^2 poate fi neglijat şi atunci rezolvarea grafică a ecuaţiilor algebrice se reduce, în mod practic, la intersecţia dintre cercuri şi drepte (fig. 5).

Deschiderea minimă L'_0 se determină în funcţie de expresia săgeţii maxime negative [11]

$$f_0 = \frac{q'_{10} L'^2_0 \sigma_d}{6 a E} \tag{61}$$

dedusă din condiţia ca la deschiderea L_0 să se dezvolte, în foile pachetului superior ale arcului divizat, un efort unitar de încovoiere σ_d egal cu cel recomandat pentru solicitarea dinamică maximă a arcului.

Avînd în vedere relaţiile (58) se poate scrie

$$L_0 = L'_s + y$$

Din (61) şi (62) se obţine

$$f'_0 = \frac{q'_{10} \sigma_d}{6 a E} (L'^2_s + 2 L'_s y + y^2)$$

Pe baza relaţiilor (55) se poate scrie

$$\left.\begin{aligned} K'_0 &= H_0 - f'_0 + R_s \cos \alpha_0 + (R'_s - R_s) \cos \alpha_r \\ z &= 8 K'_0 R'_s - L'_s y - y^2 \end{aligned}\right\} \tag{64}$$

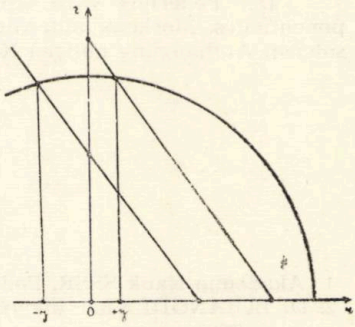


Fig. 5.

Din relaţiile (63) şi (64) se obţine parabola

$$z = -\left(\frac{4 q'_{10} \sigma_d R'_s}{3 a E} + 1\right) y^2 - \left(\frac{8 q'_{10} \sigma_d R'_s}{3 a E} + 1\right) L'_s y +$$

$$+ 8 R'_s \left[H_0 + R_s \cos \alpha_0 + (R'_s - R_s) \cos \alpha_r - \frac{q'_{10} \sigma_d L_s}{6 a E}\right] \tag{65}$$

Neglijînd termenul în y^2 această parabolă se transformă într-o dreaptă, care intersectată cu elipsa (56) determină valoarea $y = y'_0$. Cu relaţia (62) se determină apoi $L'_0 = L + y'_0$.

Résumé

Pour obtenir une caracteristique elastique non-lineaire des ressorts semi-elliptiques, on remplace lea joints elastiques de ceux-ci (boulon, eclisse) par des appuis sur des surfaces cylindriques apples „chariots". De cette façon, la rigidite du ressort s'accroit en même temps qu'augmente la charge. Pour faire accroitre la non-linearite de la caracteristique, on divise le ressort en deux paquets à feuilles et, a partir d'une certaine charge, on modifie le rayon du chariot. Pour atteindre ce même but — à une charge determinee — on peut mettre en fonction aussi un ressort de caoutchouc.

Tout en imposant à la suspension une caracteristique non-lineaire de forme polytropique, cubique, exponentielle etc., on presente dans cet ouvrage les calculs necessaires pour une telle suspension.

Zusammenfassung

Un ein nichtlineares, elastisches Merkmal semielliptischer Federn zu erhalten, werden deren elastische Verbindungen (Bolzen, Ringe) durch Stützen, die zylindrische Oberflächen haben, durch sogenante „Schalten" ersetzt. Auf diese Weise nimmt die Rigiditat Feder mit dem Amoachsen der Belastung zu. Um die Nichtlinearitat des Merkmal zu steigern, wird die Feder in zwei Blatterpakete geteilt, und bei einer gewissen Belastung wird der Radius des Schlittens verandert. Zu demselben zweck wird bei einer gewissen Belastung auch eine Gummifeder in Betrieb gesetzt.

Der Federung wird ein elastisches, nichtlineares, polytropes, kubisches, exponentielles. Merkmal auferlagt, und in der Arbeit werden die zur Erzielung einer solchen Aufhangung notigen Kalkulationen dargestellt.

Bibliografie

1. Akademia Nauk SSSR, Podveska avtomobilia, Moskva, 1951.
2. D. BOIANGIU ş.a. : *Elementele elastice ale maşinilor.* Editura tehnică, Bucureşti, 1967.
3. E. A. CIUDAKOV : *Teoria avtomobilia,* Akademia SSSR, Moskva, 1961.
4. I. COŞEREANU : *Rezistenţa materialelor,* partea I şi II, Institutul politehnic Braşov, 1968.
5. C. GHIULAI : *Mecanica automobilului,* Editura tehnică, Bucureşti, 1965.
6. I. DEUTSCH : *Rezistenţa materialelor,* vol. I şi II, 1963.
7. M. M. FILONENCO ş.a. : *Curs de Rezistenţa materialelor,* partea I, Editura tehnică, Bucureşti, 1951.
8. G. NIEMANN : *Maschinenelemente,* Erster Band, Berlin—Götingen—Heidelberg. 1960.
9. M. UNTARU : *Teoria, calculul şi construcţia automobilelor.* Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1961.
10. D. URMĂ, GH. IONESCU : *Arcuri pentru vehicule. Editura transporturilor şi* telecomunicaţiilor, 1961.
11. V. OLARIU : *Calculul suspensiei cu arcuri semieliptice progresive şi arcuri de cauciuc (Aeon);* lucrare susţinută la conferinţa ştiinţifică a Institutului politehnic din Braşov, ianuarie, 1968.
12. G. SONTHEIMER : *Berechnung von geschichteten Halbelliptik—Blattfedern für Lastwagen und Omnibusse,* Teil 1, AT2, Oktober, 1958.

CONTRIBUŢIE LA STABILIREA MODELULUI PENTRU STUDIUL VIBRAŢIILOR TORSIONALE ALE ARBORELUI COTIT

N. MOŞU

Pentru studiul vibraţiilor torsionale ale arborelui cotit, modelul dinamic cu care acesta se asimilează este acela al unui arbore drept de masă neglijabilă — acesta fiind elementul elastic — pe care se găsesc nişte volanţi, cîte unul pentru fiecare sistem bielă-manivelă, cît şi volantul motorului — aceştia reprezentînd corpurile a căror mişcare se studiază.

În mod obişnuit momentele de inerţie ale volanţilor fictivi sînt considerate constante, iar relaţiile cu ajutorul cărora se calculează diferă întrucîtva [2], [4], [6], [7], [10].

În realitate aceste momente de inerţie sînt funcţii periodice aşa cum se arată în [1], [3], [5], [8], [9] (fără a se calcula expresia lor) şi modelul este deci mai complex.

Scopul acestei lucrări constă în prezentarea ecuaţiilor diferenţiale pentru vibraţiile libere neamortizate ale unui model complex, în cazul unui motor cu n-1 cilindri în linie şi analiza simplificărilor ce se impun, pentru a face posibilă rezolvarea ecuaţiilor.

Modelul dinamic adoptat este reprezentat în figura 1 unde s-a considerat arborele cotit al unui motor cu patru cilindri în linie în patru timpi. Poziţia volanţilor fictivi se precizează prin unghiurile φ_i ce le fac manetoanele cu axele cilindrilor (figura 2), iar pentru volantul motorului se alege pe acesta o rază ce coincide cu manetonul ce urmează lui, cînd arborele este netorsionat. Pentru scrierea ecuaţiilor diferenţiale cu ajutorul ecuaţiilor lui Lagrange de speţa a doua s-au calculat energiile cinetică şi potenţială de deformaţie pentru modelul considerat ale căror expresii sînt :

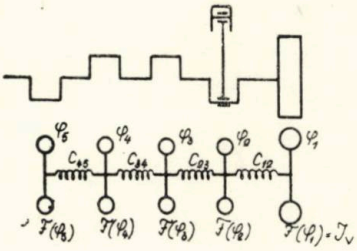


Fig. 1.

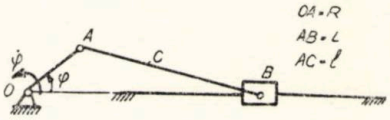


Fig. 2.

a) Energia cinetică

$$T=\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{2}\dot{\varphi}_i^2 F(\varphi_i) \quad (i=1,2\ldots,n) \tag{1}$$

unde

$$F(\varphi_i)=J^m_{\Delta O}+M_b R^2\left(1-\frac{l}{L}\right)+\frac{1}{2}M_p R^2-\left(\frac{1}{2}M_p+M_b\frac{l}{L}\right)R^2\cos 2\varphi_i+$$
$$+J^b_{\Delta A}\frac{\lambda^2\cos^2\varphi_i}{1-\lambda^2\sin^2\varphi_i}+\frac{1}{4}M_p R^2\frac{\lambda^2\sin^2\varphi_i}{1-\lambda^2\sin^2\varphi_i}+$$
$$+\left(M_p+M_b\frac{l}{L}\right)R^2\frac{2\lambda\sin^2\varphi_i\cos\varphi_i}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\varphi_i}} \tag{2}$$

iar pentru $i=1$ vom avea :

$F(\varphi_1)=J_v$ — momentul de inerţie al volantului motorului.

Semnificaţia termenilor ce intră în expresia lui $F(\varphi_i)$ care reprezintă momentul de inerţie al volantului fictiv ce înlocuieşte masa pistonului, bielei şi a unei porţiuni din arborele cotit ce corespunde unui cilindru este următoarea :

$J^n_{\Delta O}$ — momentul de inerţie al porţiunii din arborele cotit corespunzător unui cilindru, în raport cu axa palierelor ;

R — raza manetonului ;

l — distanţa de la axa manetonului la centrul de greutate al bielei ;

L — lungimea bielei ;

M_p — masa pistonului asamblat ;

M_b — masa bielei asamblate ;

$J^b_{\Delta A}$ — momentul de inerţie al bielei în raport cu axa manetonului. $\lambda=\frac{R}{L}$

b) Energia potenţială de deformaţie

$$\pi=\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{2}C_{i,i+1}(\varphi_i\pm\alpha_{i+1,i}-\varphi_{i+1})^2 \quad (i=1,2,\ldots,n) \tag{3}$$

unde $C_{i,i+1}$ — reprezintă constanta elastică a arborelui modelat între

volanţii i şi i+1, egală cu a arborelui cotit pe porţiunea corespunzătoare ($C_{0,1}=C_{n,n+1}=0$).

$\alpha_{i+1,i}$ — reprezintă defazajul manetonului i+1 faţă de i (mărime constantă) ce se ia cu plus sau minus după cum φ_{i+1} în stare netorsionată este mai mare sau mai mic decît φ_i.

Execuţiile căutate sînt :

$$\ddot{\varphi}_i F(\varphi_i) + \frac{1}{2}\dot{\varphi}_i F'(\varphi_i) - C_{i-1,i}(\varphi_{i-1} \pm \alpha_{i,i-1} - \varphi_i) +$$

$$+ C_{i,i+1}(\varphi_i \pm \alpha_{i+1,i} - \varphi_{i+1}) = 0 \qquad (4)$$

$$(i=1,2,\ldots,n)$$

S-a obţinut un sistem de n ecuaţii diferenţiale neliniare cu coeficienţi variabili, a cărui rezolvare exactă nu este posibilă.

Simplificarea ecuaţiilor :

Sistemul (4) se poate liniariza [1] dacă se ţine seama de faptul că viteza unghiulară a arborelui cotit în mişcarea de regim variază puţin în jurul unei valori medii. Deci aproximativ la o mişcare de regim $\dot{\varphi}_i \approx \omega_{med}$ sistemul (4) devine liniar cu coeficienţi variabili.

$$\ddot{\varphi}_i F(\varphi_i) - C_{i-1,i}(\varphi_{i-1} \pm \alpha_{i,i-1} - \varphi_i) + C_{i,i+1}(\varphi_i \pm \alpha_{i+1,i} - \varphi_{i+1}) =$$

$$= -\frac{1}{2}\dot{\omega}_{med} F'(\varphi_i) \qquad (5)$$

$$(i=1,2,\ldots,n)$$

Prin liniarizarea sistemului (4) termenul

$$-\frac{\partial T}{\partial \varphi_i} = -\frac{1}{2}\dot{\varphi}_i F'(\varphi_i) \approx -\frac{1}{2}\dot{\omega}_{med} F'(\varphi_i) = \mathcal{M}_i \qquad (6)$$

revine la un termen perturbator, el reprezentînd momentul forţelor de inerţie (datorite bielei şi pistonului) ce acţionează asupra unui maneton al arborelui cotit.

Metoda ce se desprinde pentru calculul acestui moment este operativă şi exactă. În literatură [2] se neglijează din expresia momentului amintit termenii ce conţin pe λ la puteri superioare lui unu. Neglijînd în expresia (2) a lui F (φ) termenii amintiţi, expresia momentului forţelor de inerţie ce acţionează asupra unui volant fictiv (adică asupra unui maneton) devine :

$$\mathcal{M}_i = \left(M_p + M_b\frac{l}{L}\right)\frac{R^2\omega^2}{4}\lambda\sin\varphi_i - \left(M_p + 2M_b\frac{l}{L} - \frac{J^b_{\Delta A}}{L^2}\right)\frac{R^2\omega^2}{2}\sin 2\varphi_i -$$

$$-\left(M_p + M_b\frac{l}{L}\right)\frac{3R^2\omega^2}{4}\lambda\sin 3\varphi_i \qquad (7)$$

Dacă masa bielei se consideră repartizată în axul manetonului și bolțul pistonului, se poate scrie că $J^b_{\Delta A} = M_b \frac{l}{L} L^2$ și expresia (7) devine identică cu cea dată în [2]

$$\mathcal{M}_i = \left(M_p + M_b \frac{l}{L}\right) \frac{R^2\omega^2}{4} (\lambda \sin \varphi_i - 2 \sin 2\varphi_i - 3\lambda \sin 3\varphi_i) \tag{7a}$$

Dar și studiul sistemului (5) este deosebit de dificil [3]. Mergînd mai departe cu simplificările, se poate lua pentru funcțiile F (φ_i) valoarea medie care este evident aceeași la toți volanții fictivi, termenul fundamental din seria Fourier a funcției F (φ) și sistemul (5) devine liniar cu coeficienți constanți, iar rezolvarea lui este comodă.

$$\ddot{\varphi}_i J_i - C_{i-1,i}(\varphi_{i-1} \pm \alpha_{i,i-1} - \varphi_i) + C_{i,i+1}(\varphi_i \pm \alpha_{i+1,i} - \varphi_{i+1}) = \mathcal{M}_i \tag{8}$$

$$(i = 1, 2, \ldots, n)$$

unde

$$J_1 = J_v \text{ și } \mathcal{M}_1 = 0$$

iar

$$J_2 = J_3 = \ldots = J_n = J_{med} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F(\varphi)\, d\varphi$$

$$J_{med} = J^m_{\Delta 0} + M_b R^2 \left(1 - \frac{l}{L}\right) + M_p R^2 \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda^2}}{\lambda^2} + J^b_{\Delta A}(1 - \sqrt{1 - \lambda^2}) \tag{9}$$

Desigur cînd se studiază vibrațiile libere ale unui arbore cotit, pe un model liniar cu coeficienți variabili sau constanți, sistemul (5) sau (8) se consideră fără termenul perturbator M_t.

Summary

The paper established the omount of the moment of inertia in imaginary flywhcols for the liniar model With constant coefficients.

A simple method is indicated as Wele for the calculus of the moment of the inertia forces duc to the connecting rod and the piston acting an the crankshaft.

Резюме

В работе уточняется значение момента инерции фиктивных дисков, для линейной модели с постоянными коефициентами.

Предлагатся также простой метод для расяёта момента силы инерции, появляющаяси из—за кривошипа и поршня, которые действуют на коленчатый вал.

Bibliografie

1. V. V. BOLOTIN : *Dinamiceskaia ustoiciivost uprugih sistem*, G.I.T.T.I., Moskva 1956.
2. J. P. DEN HARTOG : *Vibrations Mecaniques-Deuxieme*, edition Dunod Paris 1960.
3. FL. DUDIȚĂ : *Regimuri tranzitorii în transmisia automobilului*. St. cerc. mec. apl. 3/1964.
4. L. HAMBURGER ; GH. BUZDUGAN : *Teoria vibrațiilor și aplicațiile ei în construcția mașinilor*, Ed. tehnică, 1958.
5. N. E. KOCIN : *O krutilnih kolebaniiah kolenciutih valov Priklatnaia Matematiceskaia i Mehanica 2*, vîp. 1 (1934).
6. S. D. PONOMARIOV și colectiv : *Calculul de rezistență în construcția de mașini* (trad. l. rusă) vol. III, Ed. tehnică 1964.
7. B. POPA și colectiv : *Arbori cotiți*, Ed. tehnică, 1960.
8. V. P. TERSKIH : *Rascett krutilnih kollbanii s lovih ustanovok Tom I*, Leningrad, sudpomgiz, 1954.
9. S. TIMOSHENCO : *Theorie des Vibrations* — Paris-Liège, Ed. Beranger, 1947.
10. Technische Mechanik - Band III, Dynamik Veb Fachbuchverlag Leipzig, 1964.

STUDIUL CARACTERISTICILOR AERODINAMICE ALE CAMEREI DE ARDERE LA MOTORUL D-103

T. NAGY

La dezvoltarea motoarelor Diesel cu cameră de ardere unitară (cu injecţie directă) din punctul de vedere al formării amestecului se pot distinge două perioade principale. În prima perioadă s-a căutat printr-o pulverizare cît mai fină şi omogenă să se obţină o repartizare uniformă a picăturilor de combustibili în masa de aer, deci o atenţie deosebită s-a acordat calităţii procesului de pulverizare. În a doua perioadă, al cărei început este marcat de apariţia motoarelor Diesel tip Meurer, se pune un accent deosebit pe depunerea combustibilului sub formă de peliculă uniformă pe peretele camerei de ardere, pe vaporizarea şi amestecarea lui treptată cu cantitatea de aer care execută o mişcare intensă în această cameră. În această etapă de dezvoltare un rol deosebit în formarea amestecului aer-combustibil are mişcarea organizată a aerului.

Deşi la motoarele Diesel cu injecţie directă cu concepţia de construcţie aparţinînd primei perioade de dezvoltare, mişcarea aerului are un rol secundar, totuşi în momentul de faţă se relevă o preocupare tot mai intensă să se obţină şi la aceste tipuri de motoare o mişcare de aer puternică, căutînd prin aceasta să se reducă importanţa pulverizării şi să se mărească turaţia maximă a motorului.

La motorul D-103 organizarea mişcării aerului se realizează atît prin forma canalului de admisie în timpul procesului de umplere, care generează o mişcare de rotaţie în jurul axului cilindrului, cît şi prin pragul turbionar de pe piston în timpul compresiei care provoacă o mişcare centripetă de la periferia cilindrului spre axa lui. O analiză aprofundată a organizării mişcării aerului în camera de ardere va permite a găsi încă căi şi direcţii de îmbunătăţire a procesului de lucru la acest motor.

1. Stabilirea ecuației de mișcare centripetă a aerului

În literatura de specialitate sînt date o serie de ecuații care pornind de la diferite ipoteze inițiale stabilesc formule de calcul pentru viteza de mișcare și energia cinetică în cazul deplasării aerului în direcția centripetă [2 ; 3 ; 4 ; 5].

O caracteristică comună a acestor expresii este, că ipoteza inițială se bazează pe adoptarea în mod arbitrar a unor raporturi de volume care caracterizează deplasarea masei de aer în direcția axului pistonului.

În prezenta lucrare se va da o nouă expresie pentru viteza radială, punctul de plecare fiind procesele reale din motor. Cauza principală a deplasării masei de aer în procesul de comprimare spre axul pistonului este diferența vitezelor de reducere a volumelor aflate deasupra umărului pistonului, respectiv cupei pistonului (figura 1). Dacă se exprimă raportul momentan între volumul maxim deasupra umărului pistonului V_u (la p.m.e.) și volumul la un moment dat $V_{u\alpha}$ la o cursă a pistonului S_α, tot deasupra umărului pistonului, se obține relația

$$\varepsilon_{u\alpha} = \frac{V_u}{V_{u\alpha}} = \frac{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)(S+\delta)}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)(S_\alpha + \delta)} = \frac{S+\delta}{S_\alpha + \delta},$$

unde

D — diametrul cilindrului,

d — diametrul cupei pistonului,

S — cursa pistonului,

δ — jocul spațiului mort (între fundul pistonului și chiulasă) ;

$S_\alpha = \frac{S}{2} \cdot A$ — deplasarea pistonului față de p.m.i. la unghiul de rotație α a manivelei, iar

$$A = 1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha.$$

În final

$$\varepsilon_{u\alpha} = \frac{1 + \frac{\delta}{S}}{\frac{A}{2} + \frac{\delta}{S}} \qquad (1)$$

Datorită valorii foarte reduse a lui δ față de S, iar la apropiere de p.m.i. și $A \to 0$ se obține spre sfîrșitul compresiei o creștere pronunțată pentru $E_{u\alpha}$, deci o viteză de reducere a spațiului de deasupra umărului pistonului foarte mare.

În mod analog se poate exprima raportul momentan între volumul maxim deasupra cupei pistonului V_c (la p.m.e.) și volumul la un moment

dat deasupra cupei pistonului la o deplasare oarecare a pistonului S ,

$$\varepsilon_{c\alpha} = \frac{\frac{\pi d^2}{4}(S+\delta+h)}{\frac{\pi d^2}{4}(S_\alpha+\delta+h)},$$

unde h este înălţimea cupei din piston.

În final se obţine relaţia :

$$\varepsilon_{c\alpha} = \frac{1+\frac{\delta+h}{S}}{\frac{A}{2}+\frac{\delta+h}{S}}. \qquad (2)$$

Din relaţia (2) rezultă că creşterea lui $\varepsilon_{c\alpha}$ este mult mai atenuată funcţie de deplasarea pistonului, din cauza raportului $\frac{\delta+h}{S} \gg \frac{\delta}{S}$ deci şi viteza de reducere a spaţiului de deasupra cupei pistonului e mai redusă decît la porţiunea de umăr. Acest lucru este evidenţiat pentru motorul

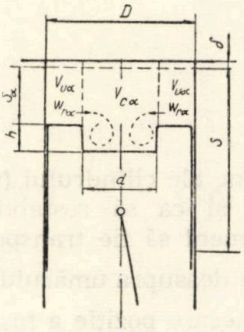


Fig. 1

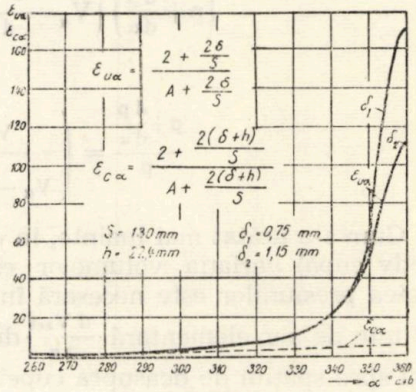


Fig. 2

D-103 în figura 2 pentru două jocuri ale spaţiului mort. Se vede influenţa hotărîtoare a jocului din spaţiul mort asupra vitezei de reducere a volumului de deasupra umărului, în timp ce asupra vitezei de reducere a spaţiului de deasupra cupei pistonului nu se poate sesiza nici o schimbare. Între cele două rapoarte, $\varepsilon_{u\mu}$ şi $\varepsilon_{c\alpha}$, cu 50—60° înainte de p.m.i, aproape că nu există diferenţă. Diferenţa se accentuează abia cu 15—20° înainte de p.m.i. şi atinge valoarea maximă la p.m.i.

În procesul de comprimare la fiecare poziţie a pistonului, datorită vitezei de mişcare relativ redusă a acestuia, există o tendinţă permanentă de egalizare a presiunii în toate punctele cilindrului. La începutul procesului de comprimare diferenţele între $\varepsilon_{u\alpha}$ şi $\varepsilon_{c\alpha}$ fiind foarte mici şi această tendinţă de egalizare nu este aşa de pronunţată. Pe măsura creş-

terii diferenţei între $\varepsilon_{u\alpha}$ şi $\varepsilon_{c\alpha}$ se accentuează şi diferenţa de presiune între cele două porţiuni ale camerei. În scopul restabilirii egalităţii presiunilor între cele două volume va fi refulat o cantitate corespunzătoare de aer din spaţiul de deasupra umărului în spaţiul de deasupra cupei. Din cauza mişcării continue a pistonului pînă la p.m.i. acest echilibru nu poate fi restabilit şi astfel rezultă o deplasare permanentă a aerului în cursa de compresie din periferia cilindrului spre centrul lui.

Se consideră o evoluţie politropică în timpul procesului de comprimare şi astfel se poate scrie ecuaţia cunoscută din termodinamică

$$pV_\alpha^n = \text{const} \tag{3}$$

unde p şi V_α sînt presiunea, respectiv volumul la o anumită poziţie a pistonului în cilindru, iar n exponentul politropic.

La o deplasare elementară dS_α a pistonului se produce o micşorare corespunzătoare a volumului cilindrului dV_α, care provoacă şi creşterea cu d_p a presiunii, deci la această poziţie nouă a pistonului ecuaţia (3) se scrie astfel :

$$\left(p+\frac{dp}{d\alpha}\right)\left(V_\alpha-\frac{dV_\alpha}{d\alpha}\right)^n=\text{const.}=pV_\alpha^n$$

$$\frac{p+\frac{dp}{d\alpha}}{p}=\left(\frac{V_\alpha}{V_\alpha-\frac{dV_\alpha}{d\alpha}}\right)^n \tag{4}$$

Cum s-a arătat mai înainte, în cele două zone ale cilindrului (umăr, respectiv cupă) variaţia volumelor este diferită şi ca să restabilească egalitatea presiunilor este necesară în fiecare moment să fie transportată o cantitate de aer elementară $\frac{dV_{aer}}{d\alpha}$ din spaţiul de deasupra umărului pistonului spre spaţiul de deasupra cupei. Astfel la fiecare poziţie a pistonului în condiţiile de limită se poate scrie ecuaţiile politropice separat pentru cele două porţiuni ale cilindrului :

— pentru zona de deasupra umărului pistonului

$$pV_{u\alpha}^n=\left(p+\frac{dp}{d\alpha}\right)\left(V_{u\alpha}-\frac{dV_{u\alpha}}{d\alpha}-\frac{dV_{aer}}{d\alpha}\right)^n$$

$$\frac{p+\frac{dp}{d\alpha}}{p}\left(\frac{V_{u\alpha}}{V_{u\alpha}-\frac{dV_{u\alpha}}{d\alpha}-\frac{dV_{aer}}{d\alpha}}\right)^n \tag{5}$$

— pentru zona de deasupra cupei pistonului

$$pV_{c\alpha}=\left(p+\frac{dp}{d\alpha}\right)\left(V_{c\alpha}-\frac{dV_{c\alpha}}{d\alpha}+\frac{dV_{aer}}{d\alpha}\right)^n \text{ sau}$$

$$\frac{p+\frac{dp}{d\alpha}}{p}=\left(\frac{V_{c\alpha}}{V_{c\alpha}-\frac{dV_{c\alpha}}{d\alpha}+\frac{dV_{aer}}{d\alpha}}\right)^{n} \tag{6}$$

Ţinînd cont că membrii din partea stîngă a ecuaţiilor (5) şi (6) sînt egali între ei, se poate scrie egalitatea şi între termenii din partea dreaptă a ecuaţiilor, deci

$$\frac{V_{u\alpha}}{V_{u\alpha}-\frac{dV_{u\alpha}}{d\alpha}-\frac{dV_{aer}}{d\alpha}}=\frac{V_{c\alpha}}{V_{c\alpha}-\frac{dV_{c\alpha}}{d\alpha}+\frac{dV_{aer}}{d\alpha}}$$

sau după explicitarea lui $\frac{dV_{aer}}{d\alpha}$ din această egalitate obţinem

$$\frac{dV_{aer}}{d\alpha}=\frac{V_{u\alpha}}{V_{\alpha}}\cdot\frac{dV_{c\alpha}}{d\alpha}-\frac{V_{c\alpha}}{V_{\alpha}}\cdot\frac{dV_{u\alpha}}{d\alpha} \tag{7}$$

Pe baza ecuaţiei continuităţii se poate scrie

$$\frac{dV_{aer}}{d\tau}=A_{\alpha}W_{r\alpha} \tag{8}$$

unde $A_{\alpha}=2\pi\rho(S_{\alpha}+\delta)$ — suprafaţa laterală a cilindrului cu raza ρ prin care trece aerul,

$W_{r\alpha}$ — viteza radială centripetă a aerului.

Explicitînd pe $W_{r\alpha}$, se obţine

$$W_{r\alpha}=\frac{12}{60\rho(S_{\alpha}+\delta)}\cdot\frac{dV_{aer}}{d\alpha} \tag{9}$$

Dacă se înlocuieşte expresia (8) în (9), se obţine

$$W_{r\alpha}=\frac{12}{60\delta(S_{\alpha}+\delta)}\left(\frac{V_{u\alpha}}{V_{\alpha}}\cdot\frac{dV_{c\alpha}}{d\alpha}-\frac{V_{c\alpha}}{V_{\alpha}}\cdot\frac{dV_{u\alpha}}{d\alpha}\right) \tag{10}$$

În vederea obţinerii relaţiei finale pentru viteza radială se explicitează volumele din ecuaţia (10). Astfel :

— volumul momentan al cilindrului

$$V_{\alpha}=\frac{\pi D^2}{4}(S_{\alpha}+\delta)+V_k=\frac{\pi D^2}{4}(S_{\alpha}+\delta)+\frac{\pi D^2}{4}\left(\frac{S}{\varepsilon-1}-\delta\right)$$

unde $V_k=\frac{\pi D^2}{4}\left(\frac{S}{\varepsilon-1}-\delta\right)$ volumul cupei din piston

sau

$$V_{\alpha}=\frac{\pi D^2 S}{8}\left(A+\frac{2}{\varepsilon-1}\right) \tag{11}$$

— volumul momentan al spaţiului de deasupra umărului pistonului

$$V_{u\alpha} = \frac{\pi D^2 S}{8}\left(1 - a^2\right)\left(A + \frac{2\delta}{S}\right) \tag{12}$$

— volumul momentan al spaţiului de deasupra cupei pistonului

$$V_{c\alpha} = \frac{\pi D^2 S}{8}\left[a^2 A + \frac{2}{\varepsilon - 1} - \frac{2\delta}{S}(1 - a^2)\right] \tag{13}$$

unde $a = \frac{d}{D}$

Diferenţiala volumelor este

$$\frac{d V_{c\alpha}}{d\alpha} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{d S_\alpha}{d\alpha} = \frac{\pi d^2 S}{8} B \tag{14}$$

unde $B = \sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha$, respectiv

$$\frac{d V_{u\alpha}}{d\alpha} = \frac{\pi D^2}{4}(1 - a^2)\frac{d S_\alpha}{d\alpha} = \frac{\pi D^2 S}{8}(1 - a^2) B. \tag{15}$$

Înlocuind relaţiile (11), (12), (13), (14) şi (15) în ecuaţia (10) şi efectuînd operaţiile şi simplificările necesare se obţine în final relaţia

$$W_{r\alpha} = \frac{\pi}{120} \cdot \frac{D^2(1 - a^2)}{\rho} \cdot n\left(\frac{\delta}{S} - \frac{1}{\varepsilon - 1}\right)\frac{B}{\left(A + \frac{2\delta}{S}\right)\left(A + \frac{2}{\varepsilon - 1}\right)}.$$

Deoarece semnul lui B este negativ în cursa de compresie şi pentru a putea lua valoarea ei absolută se va scrie ecuaţia în felul următor :

$$W_{r\alpha} = \frac{\pi}{120}\frac{D^2(1 - a^2)}{\rho} n\left(\frac{1}{\varepsilon - 1} - \frac{\delta}{S}\right) \cdot \varphi(\alpha), \tag{16}$$

unde

$$\varphi(\alpha) = \frac{|B|}{\left(A + \frac{2\delta}{S}\right)\left(A + \frac{2}{\varepsilon - 1}\right)}.$$

Ecuaţia (16) arată că pentru un motor cu diametrul alezajului D şi cursa pistonului S dată, o influenţă însemnată asupra vitezei radiale a aerului are diametrul cupei d, jocul spaţiului mort δ, raportul de compresie ε şi turaţia motorului n.

Micşorarea diametrului cupei d, a jocului δ, a raportului de compresie ε şi ridicarea turaţiei n produc creşterea vitezei radiale a aerului $W_{r\alpha}$. Valoarea razei ρ indică locul în care se face determinarea vitezei radiale. Pe baza ecuaţiei (16) rezultă o creştere liniară a lui $W_{r\alpha}$ funcţie de ρ Totuşi în mod practic această mărire este liniar crescătoare numai pînă la marginea cupei, după care din cauza schimbării sensului de depla-

sare a aerului (spre direcţia axială) valoarea lui $W_{r\alpha}$ scade treptat, în jurul axului cupei fiind egală cu zero. În mod practic se consideră $\rho = \frac{d}{2}$ şi astfel ecuaţia (16) devine

$$W_{r\alpha} = \frac{\pi D^2}{60\, d} (1 - a^2)\, n \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} - \frac{\delta}{S} \right) \varphi_{(\alpha)} \cdot \qquad (17)$$

În vederea verificării şi comparării din punctul de vedere cantitativ a ecuaţiei (17) faţă de rezultatele experimentale şi faţă de alte formule, s-a luat măsurătorile efectuate cu un termoelectroanemometru la un motor cu cameră de ardere semitoroidală (identic ca formă cu cea de pe motorul D-103) [7] şi formulele indicate în lucrările amintite. Calculul pentru toate relaţiile prezentate s-a efectuat în corespondenţă cu datele motorului experimental, astfel : $D = 130$ mm ; $S = 140$ mm ; $\delta = 1{,}38$ mm ; $\varepsilon = 15$; $a = 0{,}616$; $d = 80$ mm ; $V_k = 92$ cm^3 ; $\lambda_p = S/D = 1{,}075$; $W_p = \frac{S\,n}{30} = 3{,}9$ m/S ; $n = 900$ rot/min ; $\mu = \frac{V_k}{V_{ca}} = 0{,}834$; $\varphi_m = 2{,}2$; $A = 0{,}01232$; $B = 0{,}1765$ pentru unghiul de rotaţie $\alpha = 352°$. Rezultatele obţinute sînt prezentate în tabelul 1.

Din compararea datelor din tabelul 1 rezultă că relaţia (1) şi (5) dau valorile cele mai apropiate de mărimea obţinută prin măsurători experimentale, iar abateri mari sînt date de expresiile (3) şi (2). Expresia dedusă de autor dă o abatere minimă, care se încadrează total în precizia de măsurare a aparatului (± 5 %).

2. Ecuaţia de mişcare a aerului în jurul axului cilindrului

În lucrarea [8] este dată o relaţie de calcul pentru viteza tangenţială a curentului de aer în jurul axului cilindrului. Relaţia a fost determinată pe baza teoriei variaţiei momentului cinetic : derivata în raport cu timpul a momentului impulsului faţă de un punct fix 0 este egală, în fiecare moment din timpul mişcării cu momentul forţelor exterioare faţă de acelaşi punct 0. Forţele exterioare, care acţionează asupra încărcăturii, care se roteşte în cilindru, sînt forţe de frecare. Formula de calcul a vitezei tangenţiale are următoarea formă

$$W_t = \frac{1}{D} W_p \frac{F_p}{\mu f_{min}} \cos\varphi \frac{4}{a\varepsilon} \frac{K}{\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{\delta}{S}(1 - a^2)} \qquad (18)$$

unde l — distanţa de la centrul de greutate a suprafeţei transversale a secţiunii vînei pînă la axa cilindrului ; F_p — suprafaţa pistonului ; f_{min} — suprafaţa secţiunii minime de trecere din canalul de admisie ; μ — coeficient de debit raportat la f_{min}; φ — unghiul între direcţia vînei şi planul perpendicular pe axa cilindrului ; K — coeficient de rezervă al momentului cinetic.

Tabelul 1

Autor	Formula	W_{ra} m/s	Abateri de la rezultatele experimentale %
Ivanov, V. N.	Rezultate experimentale (În: Traktorî i selhozmaşinî nr. 1/1964.)	13,0	—
Böttger, I.	(1) $W_{r\alpha}=\frac{V_k}{10^3}\frac{D}{2}\frac{1-a^2}{a}\omega\,\varphi_m$ *)	12,5	— 3,9
Triebnigg, H.	(2) $W_{r\alpha}=\frac{\mu(\varepsilon-1)}{8}\frac{\pi}{\lambda_p}\frac{1-a^2}{a}W_p\,\varphi_m$	10,8	— 17,0
Apostolescu, N. Grünwald, B.	(3) $W_{r\alpha}=M_n$ **) $\left(1+\frac{h}{\delta+S_\alpha}\right)\frac{1}{1+\frac{\varepsilon-1}{S}S_\alpha}\cdot\frac{S}{2}B$	9,0	— 31,0
Bănărescu, M.	(4) $W_{r\alpha}=\frac{3D^2}{d}(1-a^2)n\left[\frac{a^2}{2}\left(A+\frac{2\delta}{S}\right)+\left(\frac{1}{\varepsilon-1}-\frac{\delta}{S}\right)\right]\varphi_{(\alpha)}$ ***)	14,2	+ 9,2
Nagy, T.	(5) $W_{r\alpha}=\frac{\pi D^2}{60\,d}(1-a^2)n\left(\frac{1}{\varepsilon-1}-\frac{\delta}{S}\right)\varphi_{(\alpha)}$	12,8	— 1,5

*) $\varphi_m=\frac{B}{\left[\frac{1}{2}(\varepsilon-1)A+1\right]\left[\frac{1}{2}(\varepsilon-1)A+1-\mu\right]}$

**) $M=3(1-a)a^2(\varepsilon-1)\frac{D}{S}$

***) $\varphi_{(\alpha)}=\frac{|B|}{\left(A+\frac{2\delta}{S}\right)\left(A+\frac{2}{\varepsilon-1}\right)}$

Relaţia (18) indică influenţa poziţiei supapei (l) şi dimensiunilor secţiunii minime a canalului de admisie (μf_{min}) precum şi a diametrului cupei (d), a raportului de compresie (ε), a jocului spaţiului mort (δ), a turaţiei (n) asupra vitezei tangenţiale a curentului de aer din cilîndrul motorului. Se poate observa că o serie de parametri, cum sînt d, ε, δ, n influenţează atît asupra lui $W_{r\alpha}$ cît şi asupra lui W_t. În acelaşi timp se relevă că dependenţa lui W_t funcţie de deplasarea pistonului este exprimată numai prin coeficientul K.

3. Variația componentei radiale și tangențiale a vitezei de mișcare a curentului de aer funcție de δ, ε, n la motorul D-103

În timpul fabricației motorului D-103 datorită variației cotelor absolute ale pieselor componente mecanismului bielă-manivelă se obține o variație corespunzătoare în final și pentru jocul spațiului mort, care este cota de închidere. În lucrarea [9] se dă toleranța jocului spațiului mort pentru motorul D-103 calculată prin metoda teoretică : $0{,}7\,^{+0{,}290}_{-0{,}108}$ și respectiv prin metoda practică : $0{,}7\,^{+0{,}189}_{-0{,}097}$. Astfel, dacă rotunjim valorile abaterilor inferioare și superioare, jocul spațiului mort variază între $0{,}5 \div 1{,}0$ mm la metoda teoretică și $0{,}6 \div 0{,}9$ mm la metoda practică. O dată cu schimbarea lui δ se schimbă și valoarea lui ε, conform expresiei volumului camerei de ardere

$$V_{ca} = V_k + \frac{\pi D^2}{4}\delta$$

sau

$$\frac{V_h}{\varepsilon - 1} = V_k + \frac{\pi D^2}{4}\delta$$

de unde

$$\varepsilon = 1 + \frac{1}{b + \delta/S} \tag{19}$$

unde $V_h = \frac{\pi D^2}{4} S$ — volumul de lucru al cilindrului și $b = \frac{V_k}{V_h}$

Astfel, în relațiile (17) și (18) o dată cu schimbarea jocului δ trebuie înlocuită și valoarea lui ε conform relației (19).

În figura 3 s-a reprezentat variația vitezei radiale a curentului de aer cu unghiul de rotație al arborelui cotit la diferite valori ale jocului spațiului mort δ. Se remarcă din figură că pînă la 30° înainte de p.m.i. viteza radială este identică pentru toate jocurile studiate, iar o diferențiere evidentă se obține abia cu 15—10° înainte de p.m.i. Viteza radială maximă se obține cu 6—8° înainte de p.m.i., cu micșorarea lui δ, $W_{r\alpha}$ deplasîndu-se spre punctul mort interior. Se evidențiază influența hotărîtoare a jocului spațiului mort δ asupra vitezei radiale maxime. Astfel dacă jocul δ se micșorează de la 0,7 la 0,5 mm viteza crește de la 36,5 la 45,2 m/s, deci cu 23%, sau invers dacă crește de la 0,7 la 1,1 mm se micșorează de la 36,5 la 27,3 m/s, deci cu 33%. Din figura 1 se vede că intensitatea maximă se obține la mișcarea aerului tocmai în perioada injectării masei principale de combustibil, deci cînd trebuie să aibă loc formarea amestecului între aer-combustibil. Prin încercări s-a determinat [8] că valoarea vitezei radiale nu scade pînă la zero la p.m.i., ci datorită inerției masei de aer în mișcare, aproximativ se păstrează valoarea maximă pînă la acest punct. Deci se poate considera că la p.m.i. viteza radială a aerului este egală cu valoarea sa maximă calculată.

În figura 4 se indică variația vitezei radiale respectiv vitezei tangențiale a aerului la p.m.i. în camera de ardere la diferite jocuri δ în

funcţie de turaţia motorului. Variaţia este liniară, iar influenţa jocului δ după cum se vede este foarte puternică numai asupra vitezei radiale, asupra vitezei tangenţiale fiind aproape neglijabilă.

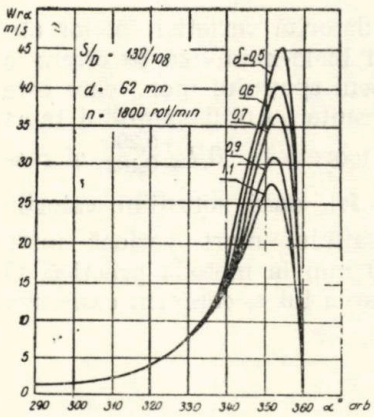


Fig. 3

În vederea aprecierii intensităţii generale a mişcării aerului în jurul p.m.i., în camera de ardere, în funcţie de turaţie s-a reprezentat în fig. 5, variaţia vitezei rezultante la diferite jocuri ale spaţiului mort. Din diagramă rezultă că formarea amestecului se înrăutăţeşte sensibil cu mărimea jocului şi scăderea turaţiei, datorită micşorării vitezei de mişcare a aerului din camera de ardere. De asemenea se observă, că odată cu creşterea turaţiei creşte şi viteza aerului, deci există o posibilitate de mărire a vitezei de rotaţie a arborelui cotit fără înrăutăţirea factorilor care contribuie la realizarea unui amestec bun.

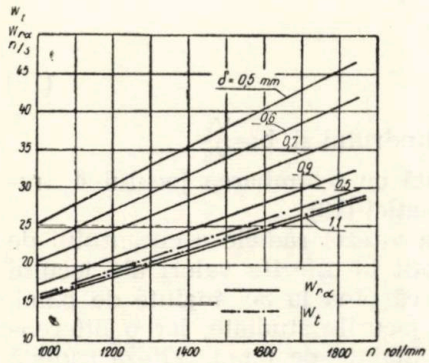


Fig. 4

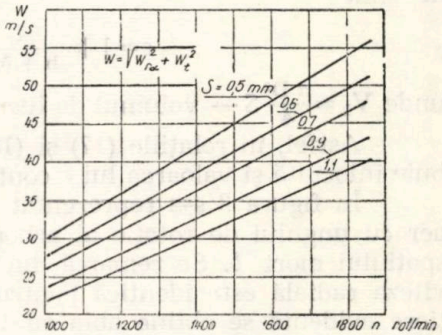


Fig. 5

Utilizînd relaţiile (17) şi (18) se poate modela astfel camera de ardere a motorului ca să obţinem indici energetici şi de economicitate optimi, deci să realizăm forma camerei de ardere constructiv cu parametrii optimi.

Резюме

В работе приведенно уравнение, полученное автором, для скорости движения воздуха в камере сгорания. Теоретическое значения хорошо совподают с экспериментальными данными, на основе полученного уровнения даётся анализ некоторых аэродинамических явлений в двигателе.

Zusammenfassung

In der Arbeit leitet der Verfasser eine Gleichung zur Beştimmung der Luftgeschwindigkeit im Verbrennungs-raum des Motors ab. Die reinerischen Werte, die auf Grund dieser Gleichung erzielt wurden, stimmen sehr gut mit den Versuchswerten überein. An Hand der Gleichung werden zun Schluss einige aerodynamische Aspekte des Motors untersucht.

Bibliografie

1. MEURER, S. : *Der Wandel in der Vorstellung vom Ablauf der Gemischbildung* und Verbrennung im Dieselmotor. MTZ Nr. 4, 1966.
2. SITKEI, GH. : *Keverékképzés és égés lefolyása Diesel-motorokban.* Akadémia kiadó, Budapest, 1960.
3. BÖTTGER, I. : *Neue gesichtspuncte über Gemischbildung in Kolbenverbrennungsmotoren, insbesondere Diesel-motoren.* KFT, Nr. 2 şi 4, 1957.
4. TRIEBNIGG, H. : *Strömungsvorgange im Verbrennungsraum von Diesel motoren.* M.T.Z., nr. 10, 1952.
5. APOSTOLESCU, N., GRÜNWALD, B. : *Contribuţii la teoria transferului de căldură din cilindrul motorului cu ardere internă.* Construcţia de maşini, nr. 8—9, 1967.
6. BĂNĂRESCU, M. : *Motoare cu ardere internă.* Ed. tehnică, 1957.
7. IVANOV, V. N. : *Nekotorîe rezultati izmerenie skorosti dvijenia vozduha v kamere zgorania dizelia.* Trakt i selh. Nr. 1, 1964.
8. DAVÎDKOV, B. N. : *Issledovanie vozdušnîh potokov v kamerah zgorania dizelei s neposredstvennîm vprîskom topliva* Traktorî i selhozmaşinî nr. 7, 1964.
9. MUNTEANU GH., CIUBOTARIU, I. : *Influenţa spaţiului mort asupra variaţiei raportului de compresie şi asupra energiei de turbionare a aerului în camera de ardere cu aplicaţie la motorul D-103.* Buletinul Institutului politehnic Braşov, Seria A Mecanică, Vol. IX.

STUDIUL ÎNCĂLZIRII AMESTECULUI LA MOTORUL SR-211

GH. BOBESCU, GH. PEREȘ, R. RĂDULESCU, GH. RADU

Formarea amestecului combustibil-aer la motoarele cu carburator trebuie dirijată în așa fel încît să se asigure introducerea în fiecare cilindru a unui amestec cît mai uniform de o calitate și un conținut corespunzător regimului de funcționare a motorului.

La formarea amestecului concură atît carburatorul în care se produce în principal pulverizarea combustibilului și vaporizarea fracțiunilor ușoare, cît și conductele de admisiune în care se produce în mare vaporizarea și se continuă procesul de amestecare a combustibilului cu aerul.

Vaporizarea combustibilului în conducta de admisiune este favorizată de încălzirea acestei conducte în zonele de bifurcare a curentului ce merge de la carburator spre cilindri sau grupele de cilindri ai motorului.

Încălzirea conductei de admisiune se face fie cu apă caldă din sistemul de răcire, fie cu gaze de evacuare, prevăzînd canale de construcție corespunzătoare în zonele amintite ale conductei de admisie.

Calculul sistemului de încălzire trebuie făcut în așa fel încît acesta să asigure întreaga cantitate de căldură necesară vaporizării combustibilului consumat de motor la diferite regimuri de funcționare și menținerea unei temperaturi optime a amestecului la intrarea în cilindrii motorului.

Totodată, pentru motoarele cu turații ridicate și cu conducte de admisie cu canale de lungimi mici trebuie să se aibă în vedere și viteza de vaporizare a combustibilului, viteză care depinde în măsura hotărîtoare de gradul de pulverizare a combustibilului, deci de suprafața de evaporare.

Viteza de vaporizare este exprimată prin cantitatea de combustibil lichid care trece în stare de vapori pe o suprafață de 1 cm^2 într-o secundă.

Conform acestei definiţii, viteza de vaporizare poate fi exprimată prin următoarea relaţie :

$$C = \frac{p_s - p_1}{p_0} \cdot a \cdot D \cdot K$$

unde : p_s — tensiunea de saturaţie a vaporilor de combustibil la temperatura de saturaţie ;

p_1 — tensiunea reală a vaporilor care se află deja în amestec ;

p_0 — presiunea aerului în mediul în care se produce vaporizarea;

a — suprafaţa de vaporizare ;

D — coeficientul de difuzie ;

K — coeficient de proporţionalitate.

Conform acestei ecuaţii, viteza de vaporizare atinge viteza maximă la începutul procesului de vaporizare, deoarece $p_1 \approx 0$, iar la sfîrşitul procesului viteza de vaporizare se apropie de zero, deoarece $p_s - p_1 \cong 0$.

Vaporii de combustibil în amestecul combustibil-aer au presiune parţială cu o valoare absolută foarte mică. Teoria vaporizării arată că, spre deosebire de gaze, vaporii saturaţi la o temperatură dată au o presiune determinată.

Dependenţa între temperaturile şi presiunile vaporilor saturaţi se găseşte cu ajutorul tabelelor sau graficelor obţinute de obicei pe baza rezultatelor experimentale (figura 1).

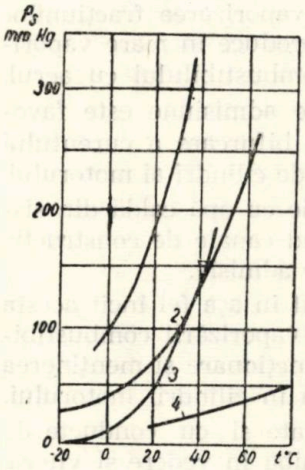


Fig. 1. Variaţia presiunii de saturaţie în funcţie de temperatură.

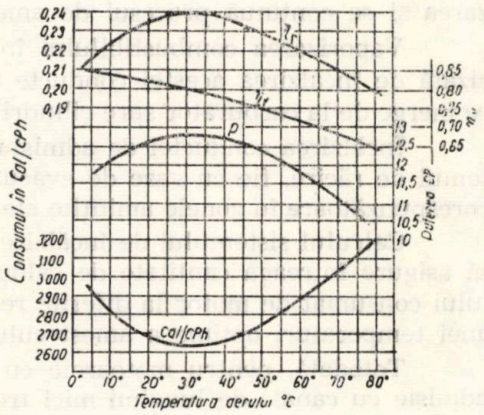


Fig. 2. Influenţa încălzirii aerului asupra randamentului motorului de automobil

La temperatură constantă (spre exemplu +20°C) cea mai mică presiune o au vaporii de petrol (curba 4) şi cea mai mare o au vaporii ben-

zinei de aviație (curba 1). La temperaturi scăzute, vaporii de benzină auto (curba 2) posedă o presiune mai mare față de vaporii alcoolului etilic (curba 3).

Cu cît este mai mare presiunea vaporilor de combustibil la aceeași temperatură, cu atît este mai mic pericolul condensării lor la scăderea temperaturii sau la creșterea presiunii mediului în care se află, ceea ce este deosebit de important la pornirea motorului sau la deschiderea bruscă a obturatorului.

Presiunea de saturație a vaporilor de combustibil crește brusc cu creșterea temperaturii. Combustibilii cei mai grei posedă cele mai mici presiuni de saturație ale vaporilor.

La presiuni în conducta de admisie de ordinul a 700 mm Hg, rezultă pentru vaporii saturați de benzină presiuni parțiale de 12 mm Hg la amestec stoechiometric. După curba dată în figura 1 se constată că temperatura vaporilor saturați este sub — 20°C.

Coeficientul de difuzie D determină cantitatea de vapori (în g) ce difuzează printr-o suprafață de 1 cm^2 în timp de 1 s la un gradient al presiunii vaporilor de 1 mm Hg pe 1 cm. Acest coeficient depinde de proprietățile fizico-chimice ale combustibilului și de temperatura la care se produce vaporizarea. Pentru benzine auto coeficientul de difuzie are valori de 0,087 la 10°C și 0,101 la 30°C.

Formula dată pune în evidență și faptul că viteza de vaporizare va fi cu atît mai mare cu cît presiunea p_0 va fi mai mică și suprafața de vaporizare mai mare, deci pulverizarea mai bună.

O pulverizare mai puțin satisfăcătoare poate fi compensată în ceea ce privește viteza de vaporizare numai printr-o încălzire mult mai pronunțată a amestecului în conducta de admisie pentru mărirea coeficientului de difuzie. Aceasta conduce însă la scăderea coeficientului de umplere, puterii și economicității motorului. Influența temperaturii asupra randamentelor, puterii și consumului specific de combustibil a fost pusă în evidență și de diverse cercetări experimentale mai vechi (figura 2). După cum se vede din graficul prezentat, mărind temperatura la admisiune se micșorează coeficientul de umplere din cauza reducerii densității aerului aspirat în cilindri. Însă pînă la temperaturi de 30°C, randamentul termic și puterea motorului cresc, iar consumul specific de combustibil scade, deoarece se îmbunătățește formarea amestecului și se reduc pierderile datorite arderii imperfecte. Trebuie reținut însă că temperatura optimă ce rezultă din acest grafic este mai mare decît la motoarele moderne, deoarece determinările au fost efectuate pe un motor vechi cu raport mic de compresiune.

În același timp, încălzirea amestecului în conducta de admisiune la temperaturi ridicate, conduce la creșterea înclinației spre detonație a motorului, deoarece menținerea hidrocarburilor la temperaturi ridicate vreme mai îndelungată favorizează transformările pirogene și apariția arderii detonante, cum se vede în graficul din figura 3 unde se dă curba temperaturilor la limita de detonație în cazul unui motor supraalimentat [5].

Din cele prezentate mai sus rezultă concluzia că la rezolvarea problemelor de formare a amestecului carburant la motoarele cu carburator, trebuie să se dimensioneze mai întîi carburatorul în aşa fel încît acesta să asigure pulverizarea optimă a combustibilului şi apoi să se calculeze sistemul de încălzire a amestecului în conducta de admisiune. Alegerea unui nou carburator pentru un motor cu sistem de încălzire dimensionat, pentru o funcţionare optimă cu un alt carburator, nu poate conduce la cele mai bune rezultate în formarea amestecului.

Pe baza acestor considerente, autorii şi-au propus să analizeze încălzirea amestecului în conducta de admisiune a motorului SR-211 pentru a pune în evidenţă unele posibilităţi de îmbunătăţire a economicităţii acestui motor în condiţiile echipării sale cu carburatorul W-211 fabricat în ţară.

Analizînd curbele coeficientului de umplere se constată că valorile maxime obţinute (figura 4) sînt mai mici decît la alte motoare de automobil, deşi secţiunile minime ale difuzorului carburatorului W-211 sînt mai mari decît la alte motoare similare.

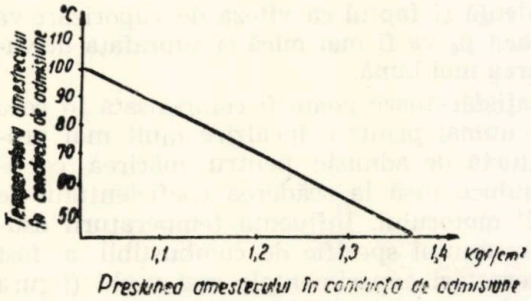


Fig. 3. Condiţiile amestecului din conducta de admisie la început de detonaţie

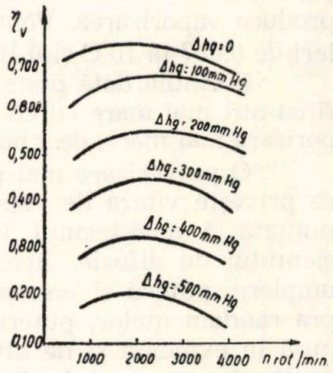


Fig. 4. Variaţia coeficientului de umplere la diiferite sarcini ($\triangle$hg) în funcţie de turaţia motorului la motorul SR-211

Astfel, după determinări experimentale, viteza de curgere a aerului în difuzor la carburatorul W-211 la turaţia de 3600 rot./min. şi sarcină maximă este cuprinsă între 74,5 şi 81,3 m/s, în timp ce cercetările experimentale indică posibilitatea măririi acestor viteze pînă la 150 m/s, fără a influenţa considerabil scăderea coeficientului de umplere [3].

Coeficientul de umplere la turaţia cuplului maxim este de ordinul a 0,75 în timp ce la motoare similare atinge valori de ordinul a 0,85 (figura 5).

Valorile reduse ale coeficientului umplerii pot fi explicate în parte prin prelucrarea insuficient de îngrijită a căilor interioare ale conductelor de admisie însă la viteze de curgere nu prea mari pentru care sînt

dimensionate aceste conducte, pierderile respective nu se explică integral prin această deficiență de fabricație.

După părerea autorilor, o influență considerabilă asupra scăderii coeficientului de umplere o manifestă încălzirea amestecului în conducta de admisie.

La motorul SR-211 amestecul este încălzit în conducta de admisie cu ajutorul gazelor de evacuare care circulă printr-un canal ce comunică cu canalele de evacuare de la cilindrii 3 și 6 și traversează conducta în zona de bifurcare a curentului spre grupele de cilindri din fața și spatele motorului.

Pentru ordinea de aprindere a motorului 1, 5, 4, 8, 6, 3, 7, 2, rezultă că în timpul funcționării gazele arse vor circula alternativ de la cilindrul 3 spre canalul de evacuare al cilindrului 6 și de la cilindrul 6 spre canalul de evacuare al cilindrului 3, cu o frecvență care depinde de turația la care lucrează motorul. Temperatura de încălzire a conductei de admisie în zona de bifurcare a curentului depinde de temperatura gazelor de evacuare, temperatură ce depinde la rîndul său de regimul de funcționare a motorului.

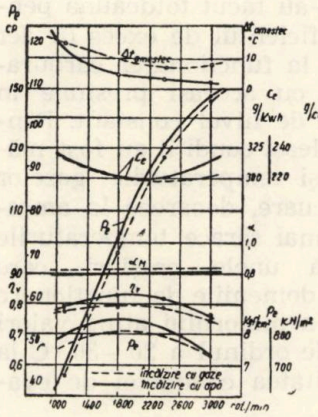


Fig. 5. Variația încălzirii amestecului, coeficientului de umplere, presiunii medii efective, puterii efective, consumului specific și coeficientului de exces de aer în funcție de turație la motorului ZIL-130.

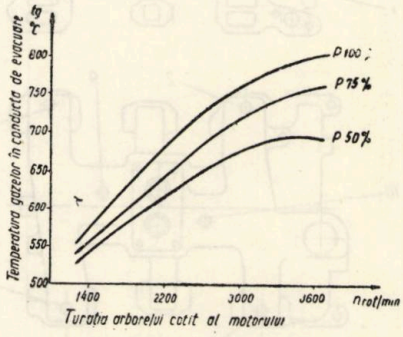


Fig. 6. Variația temperaturii gazelor de evacuare în funcție de turația motorului la sarcini de 100 %, 75 % și 50 %.

În figura 6 se prezintă curbele de variație a temperaturii gazelor de evacuare măsurată la extremitatea conductei de evacuare pentru sarcini de 100%, 75% și 50% la turații de 1400, 2200, 3000 și 3600 rot./min.

Circulația intensă a gazelor arse prin canalul de încălzire a conductei de admisie, provoacă o puternică încălzire locală a acesteia, ceea ce conduce la o încălzire generală destul de pronunțată a amestecului.

Pentru a pune în evidenţă temperaturile la care ajunge amestecul în diverse puncte ale conductei s-au montat pe aceasta 10 termocuple din cromel-alumel, conectate printr-un întrerupător cu mai multe poziţii la un galvanometru cu oglindă. Termocuplele au fost ecranate pentru a evita erorile de măsurare datorite efectului psihometric care apare prin vaporizarea combustibilului precipitat pe sudura termocuplei. Dispunerea termocuplelor s-a făcut în aşa fel încît să se măsoare temperatura curentului imediat după bifurcare spre grupele de cilindri din faţă şi spate şi la trecerea acestuia din conducta de admisie în chiulasă, montînd pentru fiecare cilindru cîte o termocuplă (figura 7), iar numărătoarea făcîndu-se din faţă spre spate la ambele rînduri de cilindri, cu numărul 9 notînd termocupla de lîngă carburator spre spatele motorului şi cu 10 cea dinspre faţa motorului.

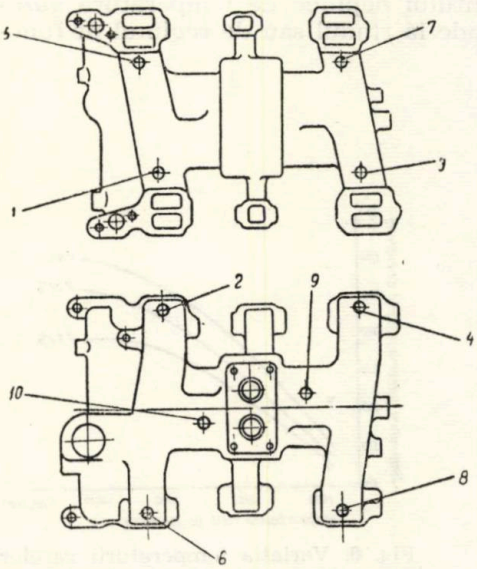


Fig. 7. Dispunerea termocuplelor pe conducta de admisie

Măsurătorile s-au făcut la turaţii de 1400, 2200, 3000 şi 3600 rot./min. şi la sarcini de 100 %, 75 % şi 50 %.

Pentru a rezulta o analiză cît mai concludentă, măsurătorile s-au făcut totdeauna pentru coeficientul de exces de aer obţinut la funcţionarea carburatorului cu aceeaşi presiune în camera de nivel constant. Pentru aceleaşi condiţii au fost măsurate şi temperaturile gazelor de evacuare, deoarece la amestecuri mai sărace temperaturile prezintă unele creşteri, care pentru domeniile de funcţionare stabilă a motorului ating valori medii de ordinul a 20—30° C la extremitatea conductei de evacuare.

Rezultatele măsurătorilor sînt prezentate în figura 8 în care sînt date temperaturile amestecului în punctele indicate în figura 7.

În diagramele prezentate nu este reprezentată scăderea temperaturii în difuzorul carburatorului, deşi această scădere atinge valori de ordinul a 15—18°C în funcţie de regimul de funcţionare a motorului.

Scăderea temperaturii în difuzor fiind compensată prin încălzirea amestecului în zona de bifurcare a curentului de amestec spre grupele de cilindri din faţă şi din spate ale motorului, nu manifestă influenţă asupra procesului de umplere a cilindrilor şi deci nu necesită a fi analizată amănunţit în acest caz.

Din datele prezentate rezultă că temperaturile amestecului variază în funcţie de sarcină şi de turaţie între 31 şi 61°C.

Variaţiile cele mai mici s-au constatat la cilindrii 3, 4 şi 7 respectiv la o parte din cilindrii din spate ai motorului. Astfel, la cilindrii 3 şi 4 diferenţa de temperatură a fost de maximum 8,5°C, iar la cilindrul 7 diferenţa a fost de 9°C.

Variaţiile cele mai mari s-au constatat la cilindrul 1 cu o diferenţă între temperaturile maxime şi minime de 26°C, la cilindrul 5 cu 24°C, la cilindrul 8 cu 15°C şi la cilindrul 2 cu 13°C.

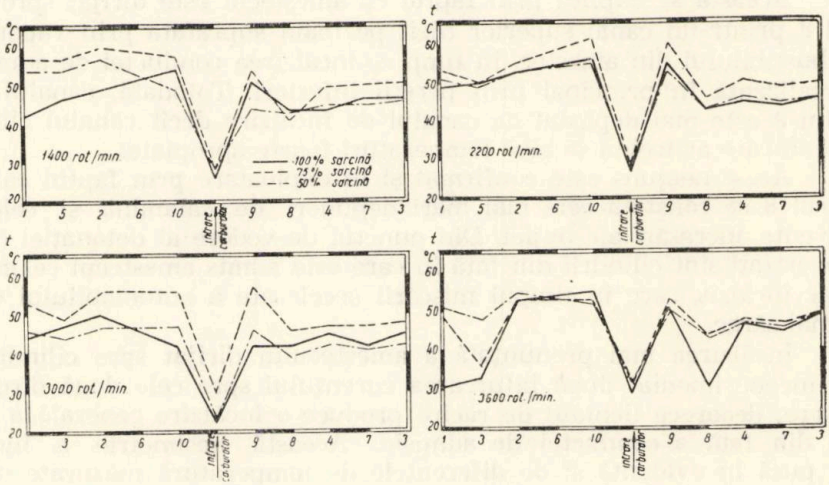


Fig. 8. Diagramele de simetrie ale încălzirii amestecului în conducta de admisie

Variaţii destul de pronunţate s-au produs şi la bifurcarea curentului către grupele de cilindri din spate şi din faţă. Astfel, curentul ce a circulat spre cilindrii din spate ai motorului (termocupla 9) a avut variaţii de temperatură de 18°C, iar curentul ce a circulat spre cilindrii din faţă a avut variaţii de temperatură de 19°C.

Amestecul distribuit spre cilindrii din faţă (1, 2, 5, 6) este mai puternic încălzit, deoarece apa din sistemul de răcire a motorului trece din chiulase prin conducta de admisie şi mai departe spre radiator, încălzind partea din faţă a conductei.

Această încălzire suplimentară a conductei de admisie provoacă o încălzire asimetrică a amestecului, provocînd creşteri ale temperaturii curentului ce este distribuit spre cilindrii din faţă cu 9 ÷ 16°C în comparaţie cu temperaturile curentului ce merge spre cilindrii din spate. Cea mai pronunţată încălzire s-a constatat la curentul ce merge spre cilindrul 6, acesta fiind foarte apropiat de canalul de trecere a lichidului de răcire spre radiator.

Din această cauză umplerea cilindrilor din față ai motorului este mai redusă față de umplerea cilindrilor din spate.

Totodată, în timpul mișcării accelerate a automobilului o mai mare parte din particulele de combustibil nevaporizate vor fi dirijate spre cilindrii din spate, ceea ce conduce la o îmbogățire mai pronunțată a amestecului admis în acești cilindri în comparație cu compoziția amestecului admis în cilindrii din față.

Cel mai defavorizat este cilindrul 8 deoarece în interiorul său este admis amestecul cel mai puțin încălzit, cu cel mai mic grad de vaporizare a combustibilului și cu un raport mai mare între combustibil și aer.

Aceasta se explică prin faptul că amestecul este dirijat spre cilindrul 8 printr-un canal superior răcit pe toată suprafața prin vaporizarea combustibilului din amestec, în timp ce încălzirea conductei de admisiune se realizează în principal prin pereții inferiori. Totodată, canalul cilindrului 8 este mai depărtat de canalul de încălzire decît canalul cilindrului 4 cu care ar trebui să aibă temperaturi foarte apropiate.

Acest neajuns este confirmat și în exploatare prin faptul că la cilindrul 8 se constată cele mai mari depuneri de calamină și cele mai frecvente ancrasări ale bujiei. Din punctul de vedere al detonației cei mai defavorizați sînt cilindrii din față în care este admis amestecul cel mai puternic încălzit, care în timpul mișcării accelerate a automobilului este și cel mai sărac.

Încălzirea mai pronunțată a amestecului dirijat spre cilindrii din față începe imediat după bifurcarea curentului spre cele două direcții de curgere, deoarece lichidul de răcire produce o încălzire generală a jumătății din față a conductei de admisie. Această nesimetrie a încălzirii este pusă în evidență și de diferențele de temperatură măsurate cu termocuplele 9 și 10, înspre partea din față (termocupla 10) temperaturile fiind mai mari în general cu 4 ÷ 5°C.

Din analiza prezentată rezultă că performanțele motorului sînt limitate de condițiile defavorabile existente numai la anumiți cilindri din cauza încălzirii și distribuției neuniforme a amestecului în conducta de admisie.

Pentru remedierea acestei deficiențe trebuie revizuită construcția conductei și prin cercetări experimentale să se găsească soluția constructivă care să asigure o mai mare uniformitate a încălzirii amestecului distribuit la toți cilindrii.

Se recomandă ca în alegerea soluției constructive să se prevadă, fie colectarea lichidului de răcire atît la extremitatea din spate cît și la extremitatea din față a conductei de admisie, fie construcția unui colector separat pentru lichidul de răcire care să nu manifeste influență asupra încălzirii amestecului. Această ultimă soluție ar prezenta și avantajul că s-ar putea demonta conducta de admisie în exploatare pentru diverse lucrări de întreținere și reparații fără a fi necesară golirea sistemului de răcire.

Valorile temperaturilor prezentate în diagramele din figura 6 confirmă ipoteza că la motorul SR-211 coeficientul de umplere este diminuat

într-o măsură considerabilă datorită încălzirii exagerate a amestecului în conducta de admisie.

Din calcul rezultă că pentru o bună vaporizare a combustibilului în conducta de admisie, trebuie ca temperaturile amestecului să aibă valori mai mici de 20—25°C. Aceste valori au fost în general confirmate şi de diverse cercetări experimentale mai vechi [2].

Chiar şi la cercetările mai recente efectuate pe motoare similare cu motorul SR-211 au fost găsite temperaturi ale amestecului în conducta de admisie apropiate de temperaturile rezultate din calcul (figura 9).

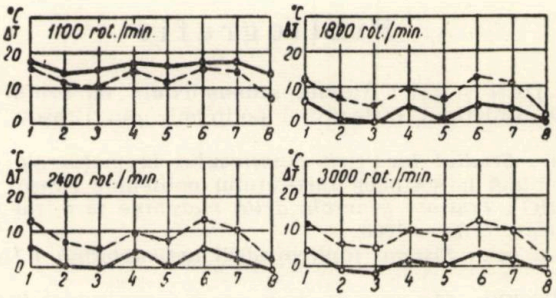


Fig. 9. Încălzirea amestecului la intrarea în cilindrii motorului ZIL-130, la încălzirea cu apă (linie plină) şi la încălzirea cu gaze (linie întreruptă)

Se consideră că o construcţie corectă a conductei de admisie trebuie să asigure o mare uniformitate a încălzirii amestecului, nefiind permise diferenţe de temperaturi ale amestecului distribuit pe diverşi cilindri, mai mari de 10°C.

Din cele prezentate rezultă necesitatea de a se redimensiona sistemul de încălzire a amestecului în conducta de admisie pentru a reduce temperaturile amestecului la intrarea în cilindrii motorului. În acelaşi timp va trebui să se îmbunătăţească pulverizarea combustibilului pe calea măririi vitezei la trecerea aerului prin difuzorul carburatorului, pentru a se mări în mod corespunzător şi viteza de vaporizare a combustibilului.

Резюме

В работе приводится анализ отопления горючей смеси в колекторе всасывания двигателя SR-211. Приводятся также некоторые возможности улучшения экономичности этого двигателя в условиях его оборудования карбюратором W-211.

Zusammenfassung

In der Arbeit wird die Erwarmung des Kraftstoffgemisches in der Ansaugleitung des Motors SR-211 analysiert und es werden einige Verbesserungsmöglichkeiten des spezifischen Verbrauchs dieses Motor in Vordergrund gestellt, dessen Motor mit einem Vergaser W-211 ausgestattet ist.

Bibliografie

1. ABĂITĂNCEI DAN şi col. : *Studiul economicităţii motorului de automobil la sarcini parţiale.* Buletinul Institutului politehnic din Braşov, Seria A — Mecanică. Vol. IX.
2. BOBESCU GH. : *Studiul încălzirii amestecului la motoarele cu carburator.* Comunicare prezentată la sesiunea Institutului politehnic Braşov din ianuarie 1967.
3. DORNIG MARIO : *Trattoto generale della macchine termiche ed idrauliche.* Vol. III. Ed. Tamburini. Milano 1960.
4. LENIN, I. M. şi col. : *Sistemî toplivopodaci avtomobilnih i tractornih dvigatelii.* Maşghiz 1963.
5. LICHTY, C. LESTER : *Motori o combustione interna.* Ed. Dell'Ateneo Roma, 1957.
6. MĂRDĂRESCU, R. : *Motoare de automobile şi tractoare.* Vol. II Lit. învăţămînt. Braşov, 1959.

INFLUENȚA FAZELOR DE DISTRIBUȚIE ASUPRA PERFORMANȚELOR MOTORULUI DE AUTOMOBIL

D. ABĂITĂNCEI, GH. RADU

Din teoria motorului de automobil se cunoaște faptul că asupra puterii și economicității o influență deosebită exercită procesul schimbării încărcăturii. Astfel apare justificată necesitatea analizei influenței pe care o pot avea reglajul, regimurile de funcționare sau diverși factori constructivi, în vederea perfecționării acestui proces.

Un factor care influențează sensibil schimbarea încărcăturii este forma și dimensiunile colectoarelor de admisiune și evacuare. Această chestiune tratată în unele lucrări de specialitate pe baza studiului vibrației maselor de fluid din colectoare nu va fi analizată, aici limitîndu-ne numai la fenomenele legate de comanda deschiderii și închiderii supapelor.

1. Fazele de distribuție și regimul funcțional al motorului

Obținerea unei bune evacuări a gazelor arse și a umplerii cît mai complete a cilindrului cu încărcătura proaspătă, sînt strîns legate de momentele de deschidere și închidere a supapelor (figura 1). În consecință în vederea perfecționării schimbării încărcăturii se impune determinarea soluțiilor optime pentru fazele de distribuție.

Avansul la deschiderea supapei de evacuare este optim cînd pierderile de lucru mecanic în timpul cursei de evacuare anticipată și consumul de lucru mecanic în timpul cursei de evacuare sînt minime. În ceea ce privește momentul închiderii supapei de evacuare, se înțelege că acesta trebuie realizat astfel, încît să asigure cea mai completă golire a cilindrului de gazele arse, pregătind deci condițiile unei cît mai bune umpleri. Supapa de admisiune se deschide sensibil înaintea momentului în care poate începe procesul de admisiune, pentru ca secțiunea de trecere oferită încărcăturii proaspete să fie cît mai mare posibilă în vederea rea-

lizării unor pierderi gazodinamice minime. Închiderea supapei de admisiune trebuie realizată cu întîrziere față de p.m.e. în vederea realizării postumplerii cu caracter inerțional. Momentul optim de închidere a supa-

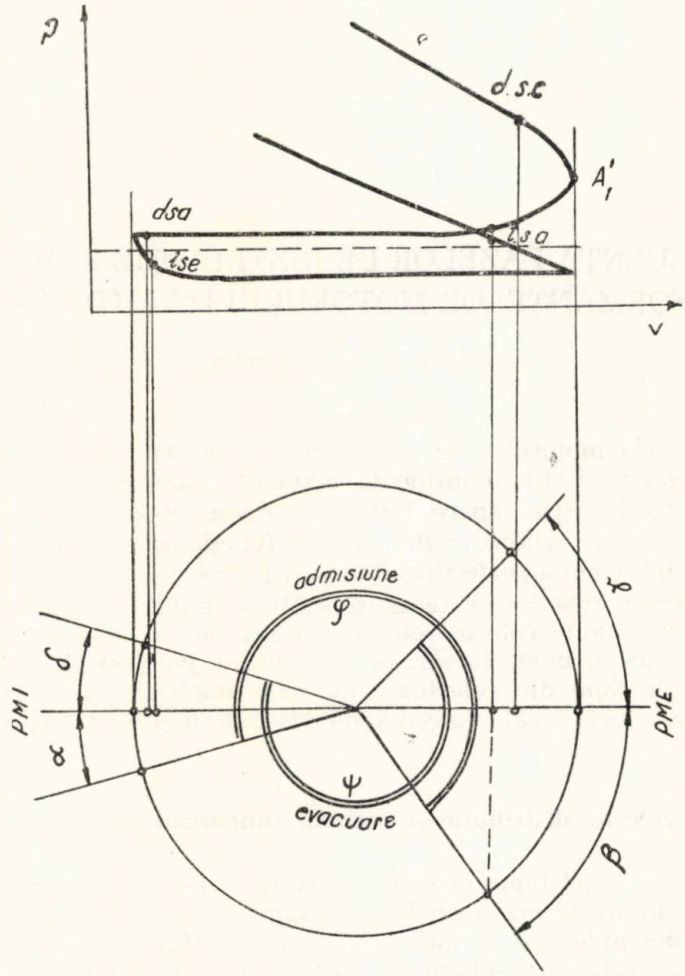


Fig. 1.

pei de admisiune, care precizează valoarea întîrzierii optime, trebuie să se producă cel mai tîrziu cînd postumplerea și efectul creșterii presiunii în cilindru se egalează și procesul de umplere încetează.

Este evident că valorile optime ale fazelor de distribuție corespund regimului funcțional dat pentru motorul considerat. Modificarea regimului funcțional schimbă dependența față de fazele distribuției a diferitelor mărimi, ceea ce determină în mod natural deplasarea poziției optime a acestor faze. În adevăr din figura 2 se observă că dacă faza de închidere a supapei de admisie s-a ales optimă pentru turația redusă n_1

supapa închizîndu-se în poziția (î.s.a.) n_1, la turația mai mare n_2, închiderea supapei de admisie are loc cu totul necorespunzător (în punctul 1") adică la o presiune în cilindru mult mai redusă față de acea din colectorul de admisie. Prin urmare umplerea se realizează în condiții mult inferioare aceleia care s-ar fi putut obține dacă momentul de închidere al supapei ar fi fost optim (î.s.a.) n_2.

În figura 3 se prezintă dependența principalilor indici ai motorului (M_e, c_e, η_v) funcție de variația unghiului de întîrziere la închiderea admisiei β (curba 1) și funcție de variația unghiului de avans la deschiderea evacuării γ (curba 2).

Dacă parametrii enumerați au variații sensibile funcție de β, ei se mențin practic constanți dacă unghiul γ se schimbă.

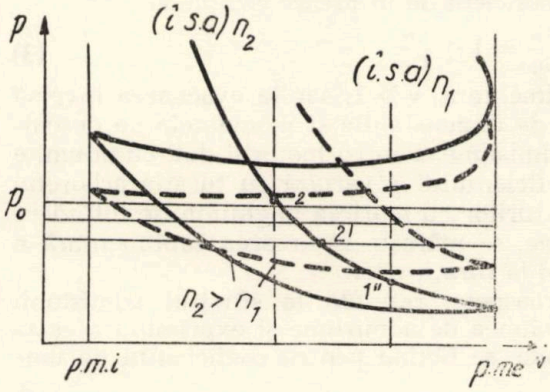


Fig. 2.

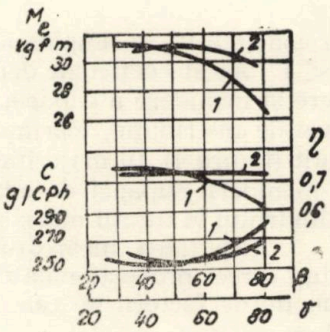


Fig. 3.

Procesul de evacuare mai este influențat și de oscilațiile din galeria de evacuare care în anumite intervale de turații au o influență mult mai mare decît variația unghiului de deschidere a evacuării.

Din aceste motive în cele ce urmează ne vom referi numai la fazele procesului de admisiune și în special la momentul închiderii supapei, deoarece acesta prezintă o influență hotărîtoare asupra parametrilor de funcționare a motorului.

2. Coeficientul de umplere și fazele distribuției

În cazul motoarelor în patru timpi pentru schimbarea încărcăturii stau la dispoziție două curse ale pistonului. Evacuarea gazelor arse și admisiunea încărcăturii proaspete sînt separate în timp influențîndu-se reciproc doar în mică măsură. Condițiile pentru o desfășurare favorabilă a procesului de admisiune și evacuare pot fi determinate deci separat principial putînd fi realizate independent unul de altul.

Coeficientul de umplere este exprimat prin relația :

$$\eta_v = \frac{G_r}{G_t}$$

unde

G_r — greutatea reală a încărcăturii care umple cilindrul la sfîrşitul admisiunii ;

G_t — greutatea teoretică posibilă de încărcătură care poate intra în cilindru, dacă aici temperatura şi presiunea ar fi egale cu temperatura şi presiunea mediului înconjurător.

La rîndul său greutatea reală a încărcăturii proaspete care a intrat în cilindrii motorului, în timpul întregului proces de admisiune este egal cu suma algebrică a greutăţilor încărcăturii care a intrat la deplasarea pistonului de la p.m.i. la p.m.e. (G_p) şi a încărcăturii care a intrat în mod suplimentar (G_s) în urma închiderii întîrziate a supapei de admisie.

$$G_r = G_p + G_s \tag{2}$$

Introducînd noţiunea de coeficient de încărcare completă

$$\nu = \frac{G_r}{G_p} = 1 + \frac{G_s}{G_p} \tag{3}$$

se constată că la umplerea suplimentară $\nu > 1$, iar la evacuarea inversă $\nu < 1$ Acest coeficient depinde de dimensiunile şi momentele de deschidere şi închidere a supapei de admisiune. Pentru motorul dat, cu anumite faze de distribuţie, mărimea coeficientului ν variază cu turaţia arborelui cotit (figura 4). În majoritatea cazurilor cu mărirea unghiului de întîrziere a închiderii supapei de admisiune, se măreşte încărcarea suplimentară a cilindrului la turaţii mari, scăzînd la turaţii mici.

Greutatea încărcăturii proaspete, reţinută la sfîrşitul admisiunii fiind direct proporţională cu presiunea de admisiune şi exprimînd aceasta funcţie de factorii de care depinde, se obţine pentru coeficientul de umplere relaţia :

$$\eta_v = \left[1 - \frac{n^2}{520 \cdot 10^6}\left(\frac{V_h}{f}\right)^2 \frac{1}{\xi}\left(\frac{\varepsilon - \delta}{\varepsilon - 1}\right)\right]^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \cdot \frac{T_0}{T_A} \cdot \frac{\varepsilon - \delta}{\varepsilon} \cdot \nu \tag{4}$$

unde :

p_o — presiunea mediului înconjurător ;

n — turaţia motorului ;

V_h — cilindreea unui cilindru ;

f — suprafaţa orificiului de admisiune deschis în timpul cît pistonul parcurge spaţiul de la p.m.i. la p.m.e. ;

ξ — rezistenţa hidromecanică a canalului de admisiune ;

ε — raportul de compresiune ;

δ — coeficient al gazelor reziduale ;

$\varkappa$ — indice adiabatic ;

T_0 — temperatura mediului ambiant ;

T_A — temperatura de sfîrşit de admisiune.

Din această relaţie se poate constata că valoarea coeficientului de umplere este determinată de construcţia organelor de admisie, caracterizate prin parametrii $\frac{V_h}{f}$; ξ; ν şi de turaţia motorului.

La diferite turaţii coeficientul de umplere nu rămîne constant. După datele experimentale coeficientul maxim de umplere al motorului

care funcţionează satisfăcător ajunge la 85 ... 90 % la turaţiile medii ale motorului. La mărirea turaţiei valoarea lui se micşorează iar la turaţia corespunzătoare puterii maxime, η_v rar depăşeşte 68 ... 70 %. La turaţii mici la toate motoarele mărimea η_v de obicei scade puţin. Aceasta se explică prin faptul că încărcarea suplimentară a cilindrului, ca urmare a întîrzierii închiderii supapei de admisie, în aceste condiţii aproape lipseşte, şi chiar poate avea loc refularea încărcăturii.

În figura 5 se pune în evidenţă faptul că mărirea întîrzierii la închiderea supapei de admisiune favorizează umplerea la turaţii ridicate. Funcţionarea la turaţii mai scăzute decît aceea pentru care s-au fixat fazele optime ale distribuţiei face ca umplerea să se înrăutăţească, cum se poate vedea din aceeaşi figură. Această comportare este consecinţa evidentă a influenţei fazelor distribuţiei devenite necorespunzătoare şi se explică uşor cu ajutorul diagramelor de pompaj din figura (6). În acest caz, închiderea supapei de admisiune este optimă pentru turaţia mare n_2, deoarece se realizează (punctul 2) la o presiune mai mare decît cea din colectorul de admisiune $p_{ca_{n2}}$. Cînd motorul funcţionează la turaţia redusă n_1, presiunile din cilindru sînt mai mari, astfel încît se atinge curînd după p.m.e. situaţia (punctul 1') în care supapa de admisiune ar fi trebuit închisă. Cum însă, aceasta are o întîrziere cu mult mai mare la închidere şi deci rămîne în continuare deschisă, gazele din cilindru sînt refulate prin supapa de admisiune, pînă în momentul închiderii supapei (punctul 1). În acest moment umplerea se înrăutăţeşte considerabil, coeficientul de umplere avînd valori mult reduse faţă de cazul în care fazele de distribuţie ar fi fost optime.

Dacă se trasează curbele variaţiei coeficientului de umplere pentru diferitele reglaje ale fazelor de distribuţie se obţine un grup de curbe, conform figurii 7. În cazul 1 fazele distribuţiei sînt alese optime pentru o turaţie scăzută ceea ce face ca valoarea maximă a coeficientului de umplere $(\eta_{v\,max})_1$, să se producă la această turaţie n_1. Pentru cazurile următoare fazele distribuţiei sînt alese optime la turaţiile mai mari, n_2, n_3, n_4, astfel încît valorile maxime ale coeficientului de umplere se produc corespunzător la aceste turaţii. Firesc valorile maxime ale coeficientului de umplere sînt cu atît mai reduse cu cît se produce la turaţii mai mari datorită creşterii pierderilor gazodinamice. Dacă fazele distribuţiei ar putea fi realizabile, variabil cu turaţia, astfel încît la fiecare turaţie să se producă valorile lor optime, s-ar obţine dependenţa notată cu $\eta_{v\,max\,max}$, adică cele mai mari valori posibile ale coeficientului de umplere la orice turaţie. Se înţelege că pe această curbă acţionează doar efectul pierderilor gazodinamice la creşterea turaţiei.

Din figura 8 se deduce care este legea de variaţie a coeficientului de umplere maxim funcţie de unghiul de întîrziere la închiderea supapei de admisiune în cazul diferitelor turaţii de funcţionare ale motorului.

Prin urmare variaţia coeficientului de umplere depinde în mod hotărît de fazele de distribuţie şi în mod special de momentul închiderii supapei de admisiune.

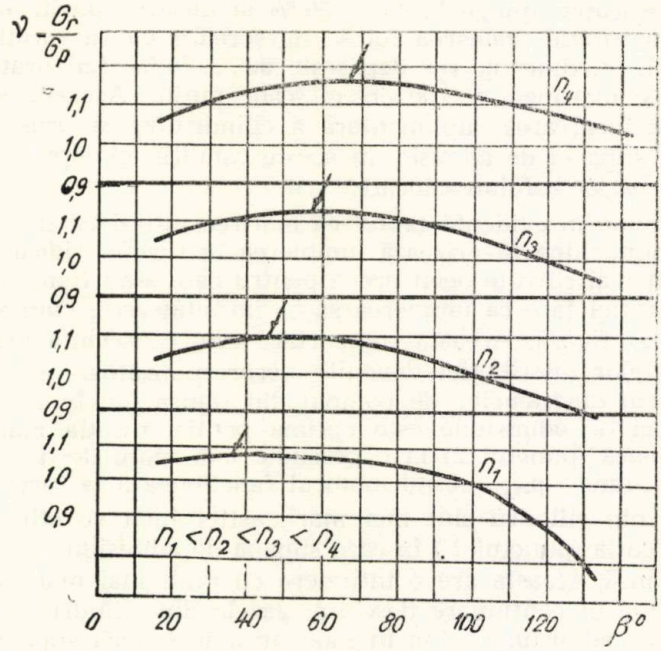


Fig. 4.

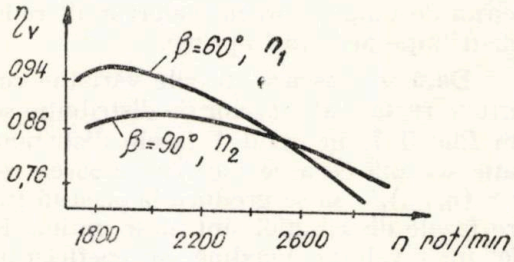


Fig. 5.

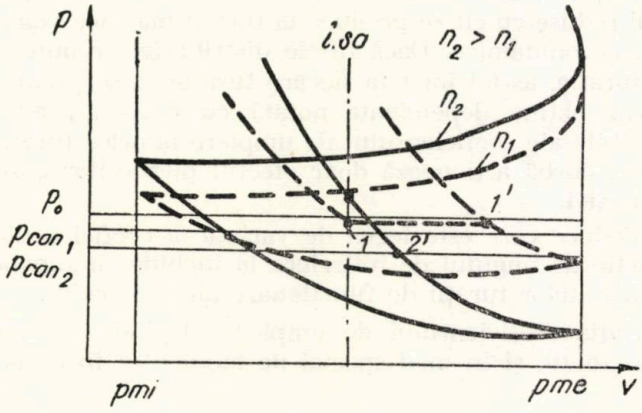


Fig. 6.

3. Adaptabilitatea motorului și fazele de distribuție.

Se știe faptul că variația cuplului în funcție de turație este analoagă cu variația presiunii efective. La rîndul său variația presiunii efective depinde în întregime de legea de variație a curbelor presiunii indicate p_i și a presiunii de frecare p_f. Asupra variației presiunii indicate $p_i = f(n)$ exercită o influență directă forma curbei $\eta_v = f(n)$ care produce deplasarea punctului de încovoiere a curbei $p_i = f(n)$ spre dreapta sau spre stînga în funcție de condițiile ce au stat la baza alegerii fazelor de distribuție. Prin urmare forma curbei $M = f(n)$ depinde direct de forma curbei coeficientului de umplere, valoarea fazelor de distribuție avînd o influență hotărîtoare asupra aliurei acestei curbe.

În figura 9 se arată variația momentului (1) și curba corespunzătoare a coeficientului de umplere (1').

Dacă se realizează prin măsuri corespunzătoare curba coeficientului de umplere (2') se obține curba momentului cuplului motor (2).

În figura 10 sînt reprezentate caracteristicile externe de turație a două motoare. Ambele au același moment maxim, însă se deosebesc foarte mult după mărimea puterii maxime. Comparația acestor caracteristici permit să se tragă concluzia, că unul dintre motoare (2) are faze largi de distribuție cu o mare suprapunere ; aceasta a asigurat deplasarea momentului maxim în zona turațiilor mari și a permis să se obțină o putere mare. Celălalt motor (1) are fazele mai puțin forțate care asigură un moment destul de mare însă la turații mici. La turații mari, rezistența sistemului de admisie crește atît de mult, încît provoacă o scădere rapidă a puterii. Desfășurarea caracteristicilor la ambele motoare este normală, însă unul dintre motoare este cu turație joasă iar celălalt cu turație ridicată.

Dacă pe caracteristica externă a motorului se trasează curba de variație a momentului rezistent la mișcarea automobilului M_c, se constată că motorul rapid, imprimă automobilului o viteză maximă posibilă mai mare decît motorul lent. În schimb automobilul cu motorul lent se va bucura de o mai mare rezervă de cuplu și mai bune calități dinamice la micșorarea vitezelor.

Pentru a caracteriza comportarea motorului față de rezistența variabilă întîmpinată la deplasarea automobilului se introduce noțiunea de coeficient de adaptabilitate $K = \frac{M_{max}}{M_n}$ ca raport între momentul maxim și momentul la turația nominală. Cu cît K este mai mare cu atît cuplul maxim va fi mai mare decît cuplul puterii nominale și cu atît vor crește posibilitățile de adaptare a motorului la rezistența variabilă.

Prin urmare pentru îmbunătățirea calităților dinamice ale automobilului care funcționează la sarcini variabile, fazele de distribuție se vor alege optime pentru regimul caracteristic sau necesar. În cazul autoturismelor alegerea fazelor optime pentru regimul nominal de turație este indicat întru-cîtva deoarece o mare parte din timpul de exploatare, ele

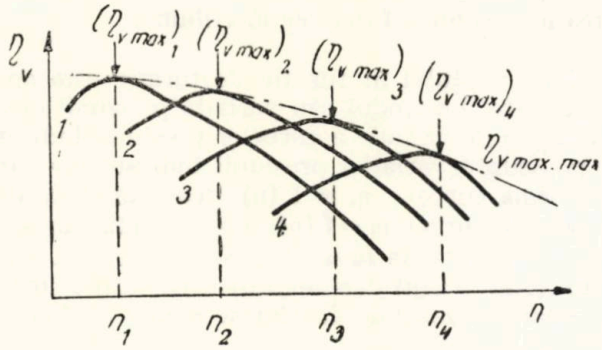


Fig. 7.

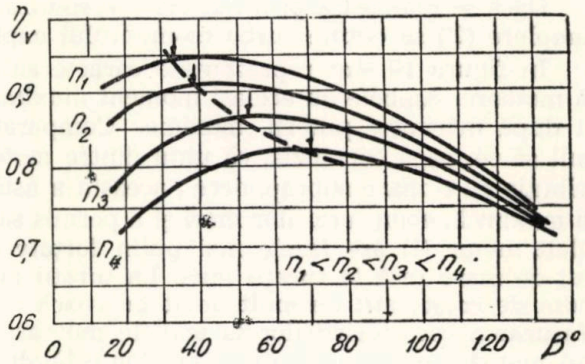


Fig. 8.

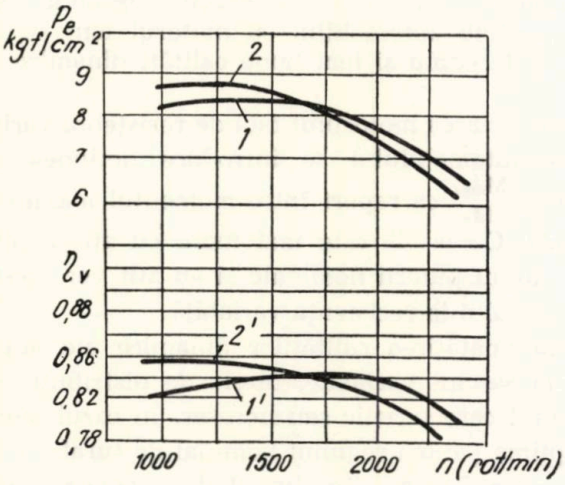


Fig. 9.

lucrează la regimuri de viteză relativ mari. În cazul autocamioanelor, microbuzelor, autoutilitarelor, este de dorit să se obţină moment maxim şi consum minim de combustibil în zona turaţiilor mici, aceasta fiind impus de condiţiile de exploatare (regimuri mici de viteză la sarcini apropiate de sarcina plină).

4. Determinarea fazelor optime ale distribuţiei

Găsirea fazelor optime ale distribuţiei pentru un motor se face pe cale experimentală.

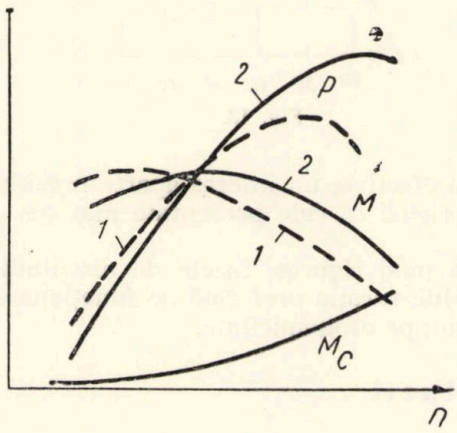


Fig. 10.

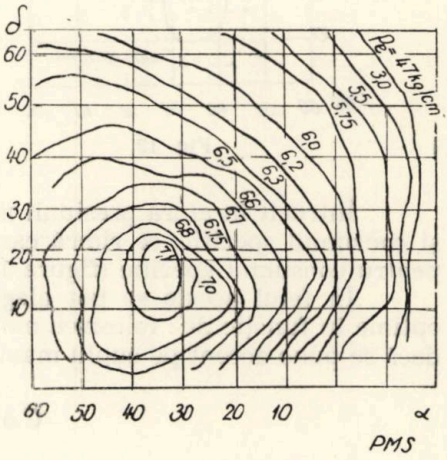


Fig. 11.

Pentru a putea cuprinde mai bine influenţele reciproce ale fazelor distribuţiei, se ridică aşa-zisele „diagrame de distribuţie".

În abscisă se reprezintă unghiul de avans la admisie (α) iar în ordonată unghiul de întîrziere la evacuare (δ).

Aceste diagrame se ridică pentru turaţii şi coeficienţi de exces de aer constanţi, parametrul fiind presiunea medie, coeficientul de umplere sau consumul specific (figura 11).

Din diagramele acestea reiese imediat care sînt fazele cele mai favorabile pentru turaţia dată, cît de mare este domeniul valorilor optime şi cît de mari sînt pierderile dacă se ia ca soluţie de compromis o reglare constantă pentru toate turaţiile.

Pentru a avea o vedere de ansamblu mai bună asupra fazelor optime funcţie de turaţie, se suprapun pe aceeaşi diagramă valorile optimale şi cele apropiate (cu pierdere de 2% ; 4% etc.) la diverse turaţii. Pentru obţinerea unor condiţii optime în exploatare este necesar ca fazele să poată

varia după linia plină din figura 12, ori acest lucru cere complicaţii constructive dificile. De aceea se recurge la un reglaj constant al fazelor pentru toate turaţiile, reglaj de compromis, care însă trebuie să se afle într-o zonă de acoperire comună pentru toate turaţiile, pierderile fiind cît mai mici posibile (vezi figura 12).

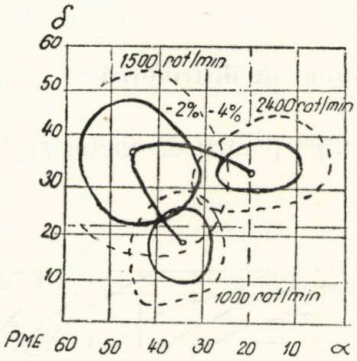


Fig. 12.

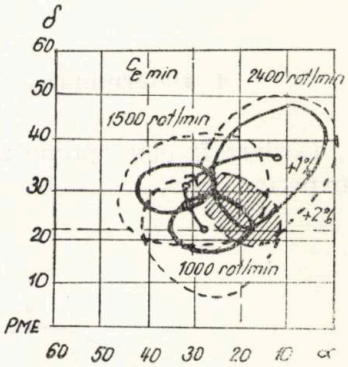


Fig. 13.

Întrucît în afara presiunii medii efective, un interes aparte prezintă şi consumul specific, se ridică caracteristici ca cele prezentate mai sus şi pentru consumul specific (figura 13).

În felul acesta se pot alege în mod riguros, fazele de distribuţie optime în funcţie de: folosirea motorului, turaţia preferată de funcţionare, dacă se pune accent pe cuplu maxim sau pe economicitate.

Concluzii

Comanda deschiderii şi închiderii supapelor, reprezintă factorul hotărîtor în asigurarea condiţiilor optime procesului de schimbare a încărcăturii. Modificarea regimului funcţional schimbă dependenţa faţă de fazele distribuţiei a diferiţilor parametri ai motorului, ceea ce determină în mod natural deplasarea poziţiei optime a acestor faze.

În ceea ce priveşte umplerea motorului se constată că aceasta depinde în mod hotărît de fazele de distribuţie şi în mod special de momentul închiderii supapei de admisiune.

Adapatabilitatea motorului, de care depind calităţile dinamice ale automobilului, este strîns legată de variaţia umplerii motorului, care imprimă caracterul variaţiei cuplului.

În consecinţă fazele distribuţiei se vor alege optime regimului caracteristic sau necesar funcţie de destinaţia automobilului.

Cu ajutorul „diagramelor de distribuţie" se precizează o metodă eficace pentru determinarea pe cale experimentală a fazelor optime de comandă a deschiderii şi închiderii supapelor.

Zusammenfassung

In der Arbeit wird der Zusammenhang zwischen dem Arbeitsregim, dem Füllungsgrad, dem Eigenwandlungsfaktor als Funktion der Verteilungsphasen dargestellt. Zum Schluss wird eine Methode zur Versuchbestimmung der optimalen Verteilungsphasen, zwecks maximaler Leistungen, gebracht.

Резюме

В работе приводятся зависимость режима работы двигателя, коэффициентов наполнения и приспособляемости от фаз газораспределения.

Приводятся также метод экспериментального определения оптимального режима фаз газораспределения для получения максимальных показателей.

Bibliografie

1. ARAMĂ, C. : *Motoare cu ardere internă. Procese şi caracteristici.* Ed. tehnică, 1966.
2. DIACENCO, N. H. şi colab. : *Teoria dvigatelei vnutrenevo sgorania.*
3. GOSOLAPOV, G. M. : *O metodike vîbora faz gazoraspredelenia.* „Avtomobilnaia promîşlenosti" 7/1960.
4. LENIN, I. M. : *Teoria avtomobilnih dvigatelei.* Maşghiz, 1957.
5. MÜLLER, F. şi KÖHLER, HELMUT : *Der Einfluss der Steuerzeiten auf Gemischbildung und Motorcharakteristik.* „Kraftfahrzeug technik" 6/1960.

STUDIUL CAUZELOR NECONCORDANȚEI CINEMATICE A VITEZELOR PERIFERICE ALE ROȚILOR PUNȚILOR MOTOARE DIN FAȚĂ ȘI DIN SPATE LA TRACTOARELE 4×4

S. NĂSTĂSOIU

Cinematica și dinamica tractoarelor 4×4 este influențată de numeroși factori printre care cei mai importanți sînt :

1. Modul de transmitere a momentului motor la cele două punți (legătura cinematică dintre punțile motoare) ;
2. Raportul razelor roților din față și din spate ;
3. Modul de realizare a virajului ;
4. Condițiile de exploatare ale tractorului.

Construcția transmisiei influențează într-o măsură considerabilă mecanica tractorului 4×4. După felul legăturii cinematice dintre cele două punți tractoarele cu patru roți motrice pot fi împărțite în două grupe distincte :

a) tractoare la care cele două punți motoare sînt legate între ele printr-un lanț cinematic cu două grade de libertate (cu diferențial interaxial) ;

b) tractoare la care punțile motoare sînt legate între ele printr-un lanț cinematic cu un grad de libertate (fără diferențial interaxial).

În cazul tractoarelor cu diferențial interaxial, între vitezele unghiulare ale roților din față și din spate se pot stabili raporturi diferite în funcție de condițiile de exploatare. La tractoarele fără diferențial interaxial între vitezele unghiulare ale roților din față și din spate există un raport bine determinat, care în timpul funcționării tractorului rămîne neschimbat. La tractoarele cu o asemenea construcție aproape întotdeauna are loc o anumită neconcordanță cinematică între roțile din față și din spate. La mersul în linie dreaptă această neconcordanță constă în aceea că,

pe de o parte, între vitezele periferice ale roților din față și ale celor din spate există, de obicei, o anumită diferență, iar, pe de altă parte, punțile motoare, fiind legate rigid între ele prin corpul tractorului, trebuie să se deplaseze cu viteze de translație egale. La tractoarele 4×4 la care punțile motoare sînt legate între ele printr-un lanț cinematic cu un singur grad de libertate, neconcordanța cinematică poate fi compensată numai prin patinarea sau alunecarea roților cu solul. Aceasta atrage după sine modificări în distribuirea momentului între roțile motoare și în alte fenomene dinamice ale tractorului. În transmisiile cu diferențial interaxial neconcordanța cinematică între vitezele periferice ale roților celor două punți motoare este compensată de rotirea relativă a satelților.

Din cele de mai sus rezultă că studiul neconcordanței cinematice la tractoarele 4×4 prezintă o importanță deosebită teoretică și practică.

Indicele neconcordanței cinematice. Influența neconcordanței cinematice asupra patinării roților motoare ale tractorului

În funcție de condițiile de exploatare, roțile motoare ale tractorului pot avea o rostogolire ideală (fără patinare sau alunecare, figura 1 a), se pot rostogoli cu patinare (figura 1 b) sau cu alunecare (figura 1 c).

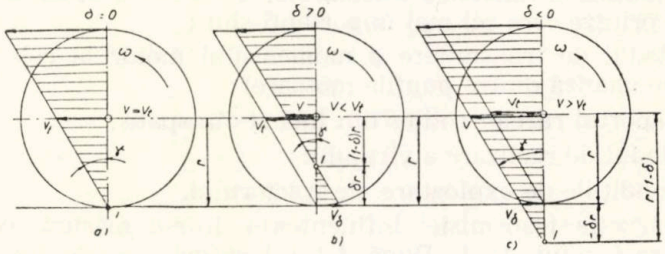


Fig. 1.

Rostogolirea ideală se caracterizează prin aceea că centrul instantaneu de rotație I se află pe suprafața de contact a roții cu solul, iar între suprafața de sprijin a roții și sol nu există mișcare relativă. În acest caz, viteza reală v de deplasare a tractorului este egală cu viteza teoretică v_t.

Rostogolirea cu patinare se caracterizează prin aceea că centrul instantaneu de rotație I este plasat deasupra suprafeței de contact a roții cu solul, iar suprafața de sprijin a roții se deplasează în sens opus deplasării tractorului cu viteza V_δ. În cazul rostogolirii cu patinare, viteza reală de deplasare a tractorului este mai mică decît viteza teoretică ($v < v_t$).

Rostogolirii cu alunecare îi este caracteristic faptul că centrul instantaneu de rotație I este plasat sub suprafața de contact a roții cu solul, iar suprafața de sprijin a roții se deplasează în sensul deplasării tractorului cu viteza V_δ. De aceea, în cazul rostologirii cu alunecare viteza reală de deplasare a tractorului este mai mare decît viteza teoretică ($v > v_t$).

În figura 1 s-au folosit următoarele notații :

ω — viteza unghiulară a roților motoare ;

r — raza dinamică (activă) a pneurilor roților motoare ;

δ — patinarea roților ;

V — viteza reală a tractorului ;

V_t — viteza teoretică a tractorului (fără patinare sau alunecare) ;

$V\delta$ — viteza relativă a suprafeței de sprijin a roții față de sol.

În teoria tractorului patinarea roților motoare se definește ca raport între viteza mișcării de translație pierdută și valoarea ei teoretică maximă, adică

$$\delta = \frac{V_t - V}{V_t} \tag{1}$$

De obicei patinarea se exprimă în procente, atunci

$$\delta = \frac{V_t - V}{V_t} \cdot 100\,\% \tag{1'}$$

Folosind figura 1 și relația (1), pot fi scrise relațiile :

$$\omega = \frac{V_t}{r} = \frac{V}{(1-\delta)\,r} \approx \operatorname{tg} \gamma$$

$$V = V_t(1-\delta) \tag{2}$$

$$V\delta = V_t\,\delta$$

Considerînd alunecarea o patinare negativă, relațiile de mai sus sînt valabile și în cazul rostogolirii cu alunecare.

Raportul $\frac{V}{V_t}$ se notează cu η_δ și se numește coeficient care caracterizează patinarea roții. În teoria tractorului acest raport se mai numește randament care caracterizează patinarea roții. În cazul roții care alunecă $\eta_\delta > 1$, prin urmare, denumirea de „randament" devine improprie.

Folosind relația (2), se obține

$$\eta_\delta = \frac{V}{V_t} = 1 - \delta \tag{3}$$

Trebuie menționat că în patinare sînt incluse și deformațiile tangențiale ale pneurilor.

Studiile teoretice și experimentale dovedesc că funcționarea tractorului este cea mai eficientă în condițiile egalității vitezelor periferice teoretice ale roților din față și din spate, adică atunci cînd

$$\omega_f\, r_f = \omega_s\, r_s$$

Aici şi în continuare indicele „f" se referă la roţile din faţă iar „s" la roţile din spate.

În procesul exploatării tractorului egalitatea vitezelor teoretice este stricată. La tractoarele la care punţile motoare sînt legate între ele printr-un lanţ cinematic cu un grad de libertate neconcordanţa cinematică va fi compensată fie prin patinarea inegală a roţilor din faţă şi din spate, fie prin patinarea unora şi alunecarea altora.

În lucrarea [1] şi în multe alte lucrări pentru studiul neconcordanţei cinematice se foloseşte coeficientul neconcordanţei cinematice, definit prin raportul $\frac{V_{t_f}}{V_{t_s}}$.

Trebuie menţionat că prin folosirea acestui coeficient nu se poate lua în considerare influenţa simultană a mai multor factori asupra neconcordanţei cinematice şi, în plus, nu poate fi generalizat pentru caracterizarea neconcordanţei cinematice a tractorului în diverse condiţii de exploatare.

În lucrarea de faţă, pentru caracterizarea neconcordanţei cinematice care apare între vitezele periferice ale roţilor motoare din spate şi din faţă la tractoarele 4×4, se propune indicele

$$K = \frac{\eta_{\delta_s}}{\eta_{\delta_f}}, \tag{4}$$

care în baza relaţiei (3) poate fi scris sub forma :

$$K = \frac{1-\delta_s}{1-\delta_f} \tag{5}$$

Mărimea K poartă denumirea de *indice al neconcordanţei cinematice a roţilor motoare din faţă şi din spate.*

Patinarea roţilor motoare din faţă şi din spate se determină în funcţie de indicele K cu relaţiile :

$$\delta_f = 1 - \frac{1}{K}(1-\delta_s) = \frac{1}{K}\delta_s + \frac{K-1}{K} \tag{6}$$

$$\delta_s = 1 - K(1-\delta_f) = K\delta_f + 1 - K \tag{7}$$

În figura 2 este dată reprezentarea grafică a ecuaţiei (6) (dreaptă cu coeficientul unghiular $\frac{1}{K}$) pentru trei valori caracteristice ale coeficientului K : $K > 1$, $K = 1$ şi $K < 1$.

Din graficul prezentat rezultă că toate roţile tractorului vor lucra cu patinări egale şi, prin urmare, calităţile lor de tracţiune vor fi folosite în acelaşi grad numai în condiţiile unei concordanţe cinematice perfecte între roţile din faţă şi cele din spate, adică dacă coeficientul $K = 1$. Dacă această concordanţă nu există, atunci, în anumite cazuri, va fi motoare o singură punte, iar cealaltă va fi condusă (împinsă). Funcţionarea în zona I (haşur cu linii orizontale în figura 2) se caracterizează prin aceea că este

motoare numai puntea din spate ($\delta_s > 0$), cea din față fiind condusă (împinsă, $\delta_f < 0$), iar în zona II este motoare puntea din față și cea din spate este condusă. Cu cît neconcordanța cinematică va fi mai mare, cu atît mai des poate apare situația ca din acele două punți motoare ale tractorului, în mod practic, să fie motoare numai o punte. Totodată trebuie menționat că ambele punți pot fi efectiv motoare și în condițiile neconcordanței cinematice între roțile din față și din spate ($\delta > 0$ la ambele punți), în acest caz roțile celor două punți vor funcționa cu patinări diferite și, în felul acesta, calitățile lor de aderență vor fi folosite inegal. Această inegalitate va fi cu atît mai accentuată, cu cît neconcordanța cinematică va fi mai mare.

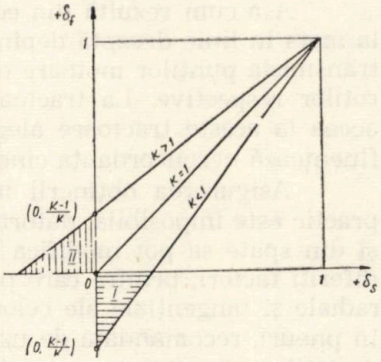


Fig. 2.

Folosirea inegală a calităților de aderență ale roților din față și din spate influențează negativ dinamica de tracțiune a tractorului.

Cauzele neconcordanței cinematice

În continuare se analizează cauzele principale ale neconcordanței cinematice a roților motoare din spate și din față și se stabilește indicele neconcordanței cinematice pentru condițiile frecvente de exploatare a tractoarelor.

Deplasarea în linie dreaptă pe un teren fără neregularități. Punțile motoare ale tractorului fiind legate între ele prin corpul tractorului, înseamnă că la deplasarea în linie dreaptă vitezele periferice reale (vitezele absolute) ale roților din față și din spate trebuie să fie egale între ele. Folosind relația (2), această condiție poate fi scrisă astfel :

$$V_{t_f}(1-\delta^f)=V_{t_s}(1-\delta_s)$$

În baza definiției indicelui neconcordanței cinematice a roților motoare din față și din spate [vezi relațiile (4) și (5)], în cazul deplasării rectilinii a tractorului, se obține următoarea expresie pentru acest indice :

$$K_r=\frac{1-\delta_s}{1-\delta_f}=\frac{V_{t_f}}{V_{t_s}}=\frac{\omega_f\, r_f}{\omega_s\, r_s}=\frac{\frac{\omega_M}{i_f}\cdot r_f}{\frac{\omega_M}{i_s}\cdot r_s} \tag{8}$$

sau

$$K_r=\frac{i_s}{i_f}\cdot\frac{r_f}{r_s} \tag{9}$$

în care: i_f şi i_s — raportul de transmitere între motor şi roţile din faţă şi respectiv, roţile din spate ;

ω_M — viteza unghiulară a arborelui cotit al motorului.

Aşa cum rezultă din ecuaţia (9), indicele neconcordanţei cinematice la mers în linie dreaptă depinde de rapoartele de transmitere alese pentru transmisia punţilor motoare din faţă şi din spate şi de razele dinamice ale roţilor respective. La tractoarele 4×4 cu roţi motoare egale $i_f = i_s$, de aceea la aceste tractoare alegerea rapoartelor de transmitere nu mai influenţează neconcordanţa cinematică.

Asigurarea obţinerii unor viteze periferice absolut egale în mod practic este imposibilă, datorită faptului că valorile razelor roţilor din faţă şi din spate se pot modifica într-un sens sau altul în funcţie de cei mai diferiţi factori, printre care pot fi enumeraţi următorii : variaţia sarcinilor radiale şi tangenţiale ale celor două punţi ; nerespectarea presiunii aerului în pneuri, recomandată de uzina constructoare ; gradul de uzură diferit al pneurilor ; montarea pe tractor a unor pneuri de dimensiuni şi toleranţe de execuţie diferite (conform STAS 626-64, toleranţa la diametrul exterior pentru pneurile 14,00-38 este de ± 16 mm, iar pentru pneurile 7,50-20 tr este de ± 8 mm ; ambele pneuri sînt utilizate la tractorul românesc U-651).

Luînd în considerare deformaţia radială şi tangenţială a pneurilor în funcţie de sarcinile verticale şi de forţele tangenţiale de tracţiune, şi, de asemenea, uzura şi toleranţele de fabricaţie ale pneurilor, razele dinamice ale roţilor din faţă şi din spate se determină cu ajutorul următoarelor expresii :

$$r_f = r_{0f} - \varepsilon_f Y_f - \gamma_f Fm_f \pm 0{,}5\, T_f - 0{,}5\, U_f \qquad (10)$$

$$r_s = r_{0s} - \varepsilon_s Y_s - \gamma_s Fm_s \pm 0{,}5\, T_s - 0{,}5\, U_s$$

în care :

r_{0f}, r_{0s} — razele libere ale roţilor din faţă şi din spate ;

ε_f, ε_s — coeficienţii deformaţiilor radiale ale pneurilor din faţă şi din spate ;

Y_f, Y_s — sarcinile verticale care acţionează asupra roţilor din faţă şi din spate ;

γ_f, γ_s — coeficienţii deformaţiilor tangenţiale ale pneurilor din faţă şi din spate ;

Fm_f, Fm_s — forţele motoare (forţele tangenţiale de tracţiune) la roţile din faţă şi din spate ;

T_f, T_s — toleranţele la diametrul exterior ale pneurilor din faţă şi din spate ;

U_f, U_s — uzura pe diametrul exterior al pneurilor din faţă şi din spate.

Din relaţiile de mai sus rezultă că realizarea şi menţinerea constantă a valorii razelor dinamice ale roţilor din faţă şi din spate practic este imposibil de obţinut şi, prin urmare, realizarea unei concordanţe cinematice a

roților din față și din spate, chiar la mers în linie dreaptă pe un sol cu relief uniform, constituie un caz cu totul particular.

Înlocuind în relația (9) valorile razelor din ecuațiile (10), se obține următoarea relație pentru indicele neconcordanței cinematice la deplasarea în linie dreaptă :

$$K_r = \frac{i_s}{i_f} \cdot \frac{r_{0f} - \varepsilon_f Y_f - \gamma_f F_{m_f} \pm 0{,}5\, T_f - 0{,}5\, U_f}{r_{0s} - \varepsilon_s Y_s - \gamma_s F_{m_s} \pm 0{,}5\, T_s - 0{,}5\, U_s} \qquad (11)$$

La tractoarele 4 x 4 cu roțile din față mai mici decît cele din spate în transmisia roților din față se prevede uneori împotriva suprasolicitărilor un ambreiaj de fricțiune limitator de cuplu (cuplaj de siguranță). O asemenea construcție e folosită, de exemplu, la tractorul U-651. Dacă se notează patinarea acestui ambreiaj cu δ_a viteza unghiulară a roților din față se determină cu relația

$$\omega_f = \frac{\omega_M}{i_f}(1 - \delta_a)$$

și ecuația (9) devine

$$K_r = \frac{i_s}{i_f} \cdot \frac{r_f}{r_s} \cdot (1 - \delta_a) \qquad (9')$$

În mod analog se modifică și relația (11) :

$$K_r' = \frac{i_s}{i_f} \cdot \frac{r_{0f} - \varepsilon_f Y_f - \gamma_f F_{m_f} \pm 0{,}5\, T_f - 0{,}5\, U_f}{r_{0s} - \varepsilon_s Y_s - \gamma_s F_{m_s} \pm 0{,}5\, T_s - 0{,}4\, U_s} \cdot (1 - \delta_a) \qquad (11')$$

Deplasarea în viraj. La majoritatea tractoarelor virajul se realizează cu ajutorul roților din față. La tractoarele 4 x 4, cu o asemenea schemă de viraj, apar la viraje importante abateri de la concordanța cinematică. Aceasta rezultă din cinematica virajului tractorului, în care scop se folosește figura 3.

Vitezele centrelor punților din față și din spate pot fi determinate, pe de o parte, în funcție de viteza unghiulară ω_v la viraj și de razele corespunzătoare R_f și R_s pînă la centrul de viraj

$$V_f = \omega_v R_f \quad \text{și} \quad V_s = \omega_v R_s,$$

iar pe de altă parte cu ajutorul relațiilor (2):

$$V_f = \omega_f r_f (1 - \delta_f) \quad \text{și} \quad V_s = \omega_s r_s (1 - \delta_s)$$

Deci pot fi scrise ecuațiile :

$$\omega_v R_f = \omega_f r_f (1 - \delta_f)$$

$$\omega_v R_s = \omega_s r_s (1 - \delta_s)$$

Raportînd cele două ecuații, se obține:

$$\frac{R_f}{R_s} = \frac{\omega_f r_f}{\omega_s r_s} \cdot \frac{1 - \delta_f}{1 - \delta_s}$$

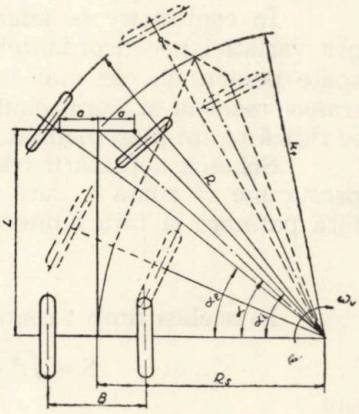


Fig. 3.

Folosind relaţia (5), se obţine următoarea expresie pentru indicele neconcordanţei cinematice la viraj a roţilor motoare din faţă şi din spate:

$$K_v = \frac{1-\delta_s}{1-\delta_f} = \frac{\omega_f r_f}{\omega_s r_s} \cdot \frac{R_s}{R_f}$$

Din figura 3 rezultă

$$\frac{R_s}{R_f} = \cos\alpha$$

unde α — unghiul mediu la viraj.

Ţinînd seama de relaţia (8), se obţine următoarea expresie pentru indicele K_v:

$$K_v = K_r \cos\alpha \qquad (12)$$

Dacă $\alpha = 0$, deplasarea în linie dreaptă, $K_v = K_r$, adică se obţine indicele neconcordanţei cinematice la mers în linie dreaptă.

În cazul tractorului U-651, la care 2a = 1110 mm, L = 2400 mm (fig. 3), la B = 1600 mm, razei mînime R_{min} = 4400 mm îi corespunde unghiul mediu $\alpha = 40°13'$ şi în această situaţie

$$K_v = K_r \cos 40°13' = 0{,}764\, K_r.$$

La tractoarele 4 x 4 cu toate roţile de direcţie sau cu ramă articulată $R_s = R_f$ şi, prin urmare, $K_v = K_r$, adică la virajul acestor tractoare neconcordanţa cinematică rămîne aceeaşi ca la deplasarea în linie dreaptă.

Deplasarea în linie dreaptă pe un teren cu neregularităţi. Este evident că orice neregularităţi ale solului influenţează neconcordanţa cinematică, deoarece în aceste condiţii roţile din faţă şi din spate ale tractorului sînt nevoite să parcurgă, în acelaşi timp, drumuri diferite. Găsirea unor expresii analitice pentru indicele neconcordanţei cinematice în funcţie de neregularităţile solului este o problemă dificilă pentru că aproape fiecare caz concret în parte, prin forma neregularităţilor şi a trecerii roţilor peste ele, constituie un caz particular.

În continuare se analizează influenţa neregularităţilor solului asupra variaţiei neconcordanţei cinematice a roţilor motoare din faţă şi din spate pentru un caz mai caracteristic şi anume, deplasarea cu înclinare transversală la arătură, cînd una din roţile din faţă la ieşirea din brazdă se ridică pe un plan înclinat.

Schema deplasării tractorului în acest caz este dată în figura 4. Se presupune că roata 1, care se deplasează pe solul nearat, se rostogoleşte fără patinare şi fără alunecare şi parcurge în timpul t distanţa

$$l = \omega_f r_f t$$

În acelaşi timp t roata 2, care iese din brazdă, va parcurge distanţa

$$S = \sqrt{l^2 + h^2} = \sqrt{(\omega_f r_f t)^2 + (l \operatorname{tg}\alpha)^2}$$

sau

$$S = \sqrt{(\omega_f r_f t)^2 + (\omega_f r_f t \operatorname{tg}\alpha)^2}$$

Luîndu-se în considerare influenţa diferenţialului, viteza teoretică a centrului punţii din faţă va fi :

$$V_{t_f} = \frac{l+S}{2t} = \frac{\omega_f r_f + \omega_f r_f \sqrt{1+tg^2\alpha}}{2}$$

Tot în timpul t puntea din spate va parcurge distanţa

$$l = \omega_s r_s t$$

cu viteza teoretică

$$V_{t_s} = \omega_s r_s$$

Vitezele reale ale celor două punţi trebuind să fie egale, poate fi scrisă relaţia :

$$\frac{\omega_f r_f}{2}(1+\sqrt{1+tg^2\alpha})(1-\delta_f) = \omega_s r_s (1-\delta_s)$$

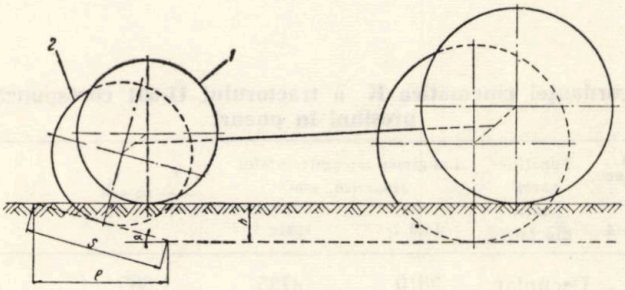


Fig. 4.

Din ultima ecuaţie, folosind relaţia (5), se obţine următoarea expresie pentru indicele neconcordanţei cinematice, în cazul analizat :

$$K_\alpha = \frac{1-\delta_s}{1-\delta_f} = \frac{\omega_f r_f (1+\sqrt{1+tg^2\alpha})}{2\omega_s r_s}$$

În baza relaţiei (8) se poate scrie

$$K_\alpha = \frac{K_r(1+\sqrt{1+tg^2\alpha})}{2} \qquad (13)$$

Dacă $\alpha = 0$, $K_\alpha = K_r$, ceea ce corespunde fenomenelor reale.

Rezultate experimentale, privind neconcordanţa cinematică a tractorului U-651 la mers în linie dreaptă pe un teren cu relief fără neregularităţi

Pentru a fi exclusă influenţa reliefului terenului asupra neconcordanţei cinematice, experienţele s-au făcut pe un drum de beton în stare bună. Stabilirea indicelui neconcordanţei cinematice a roţilor motoare din faţă şi din spate se face, în aceste condiţii, cu relaţia (9).

La tractorul U-651 raportul rapoartelor de transmitere la roţile din spate şi din faţă $i_s/i_f = 1{,}677$.

Determinarea razei dinamice a roţilor prezintă unele dificultăţi. De aceea, pornind de la faptul că raportul razelor este egal cu raportul lungimilor circumferinţelor dinamice ($2\pi r_s/2\pi r_f = l_s/l_f$) s-a folosit următoarea metodă.

Pe diametrul exterior al pneurilor din faţă şi din spate s-a trasat o linie cu vopsea cu ulei (de culoare diferită pentru pneurile din faţă şi din spate). Apoi tractorul mergînd în gol a lăsat pe beton pete de vopsea. Distanţa dintre petele de vopsea de la aceeaşi roată reprezintă lungimea circumferinţei dinamice. Încercările s-au repetat pentru diferite variante ale presiunii aerului în pneuri.

Rezultatele încercărilor sînt date în tabelul 1 (experienţele 1, 3, 5, 7) şi scot în evidenţă variaţia indicelui neconcordanţei cinematice K_r în funcţie de presiunea aerului din pneuri, de care depinde valoarea razelor dinamice.

Tabelul 1

Indicele neconcordanţei cinematice K a tractorului U-651 corespunzător diferitelor presiuni în pneuri

Nr. crt.	Presiunea aerului în pneu, kgf/cm²		Funcţionarea punţii din faţă	Lungimea circumferinţelor dinamice, mm		$\frac{l_s}{l_f} = \frac{r_s}{r_f}$	$\frac{i_s}{i_f}$	$K_r = \frac{i_s}{i_f} \cdot \frac{r_f}{r_s}$
	faţă	spate		faţă l_f	spate l_s			
1	3,5	1,5	Decuplat	2810	4735	1,685		0,995
2			Cuplat	2835	4720	1,665		1,007
3	2,7	1,5	Decuplat	2790	4735	1,697		0,988
4			Cuplat	2825	4720	1,671	1,677	1,004
5	2,7	1,2	Decuplat	2795	4715	1,687		0,994
6			Cuplat	2820	4710	1,670		1,004
7	2	1,2	Decuplat	2775	4730	1,704		0,984
8			Cuplat	2815	4710	1,673		1,002

Prin cuplarea punţii din faţă $K_r \approx 1$ (experienţele 2, 4, 6, 8). Stabilirea concordanţei cinematice la cuplarea punţii din faţă se explică prin influenţa deformaţiilor tangenţiale ale pneurilor asupra razelor dinamice : roţile din faţă fiind conduse (împinse), deformaţiile tangenţiale acţionează în sensul creşterii razei dinamice ; roţile din spate sînt motoare şi, prin urmare, deformaţiile tangenţiale acţionează în sensul micşorării razei dinamice. Rezultă că deformaţiile tangenţiale ale pneurilor compensează neconcordanţa cinematică a vitezelor periferice a roţilor din faţă şi din spate.

Summary

The paper suggests an index for characterizing the kinematic non-concordance of the front and rear axle wheels in 4 x 4 tractors. The mathematical relationships for the index are established for various operating conditions of the tractor.

Резюме

В работе предлагается один показатель характеризующий кинематическое несоответствие передних и задних ведущих колёс тракторов 4 x 4. Приводятся математические выражения для этого показателя, соответствующие различных эксплуатационных условий трактора.

Bibliografie

1. GIUDAKOV, D. A. : *Teagovaia dinamika i moşcinostnoi balans traktorov s cetîrmia veduşcimi koliosami.* Sbornik naucinîh trudov, vîpusk 2, B.I.M.S.H., Minsk, 1960.
2. HEYDE HEINRICH : *Mechanika traktoru se čtyřkolovým pohonem.* Zemědělská technika nr. 5, 1960.
3. LEWIN I. A. : *Zur Frage des Blindleistungsumlaufs im Triebwerk eines Kraftfahrzeugs mit Mehrachsantrieb.* Kraftfahrzeugtechnik nr. 7 şi nr. 8, 1956.

CINEMATICA MASEI SUSPENDATE A AUTOMOBILELOR

GH. DELIU

Introducere

Lucrarea de față, parte a unei viitoare teze de doctorat cu titlul „Stabilitatea automobilelor în regim nestaționar" tratează, pe un model matematic cu șase grade de libertate, cinematica masei suspendate a automobilelor, din punctul de vedere al „dinamicii transversale".

În lucrările multor autori mișcarea automobilului a fost studiată abstracție făcînd de suspensia acestuia [3], [5], iar alți autori, deși consideră deformațiile suspensiei, neglijează elasticitatea radială a pneurilor [4], [6], [7].

Spre a putea face un studiu cît mai exact al mișcării automobilului considerăm însă că este necesar să se țină seama de faptul că legăturile elastice ale masei suspendate permit acesteia deplasări relative față de masele nesuspendate, iar acestea din urmă au și ele deplasări față de sol mult mai complexe decît translații. Modelul schematic folosit poate descrie orice mișcare a automobilului, înainte, înapoi, accelerare, frînare — în linie dreaptă sau în viraj — cu alte cuvinte mișcarea în regim nestaționar a automobilului [1], [2].

Notații

a, b	distanța pe orizontală între puntea din față, respectiv din spate, și centrul de masă al întregului vehicul.
c	abscisa centrului masei suspendate, în sistemul Ωxyz.
C_s	centrul masei suspendate.
C_{n1}, C_{n2}	centrul masei nesuspendate din față, respectiv spate.
e	distanța de la C_s la axa principală de ruliu.
h	cota lui C_s față de axa Ωx.
h_1, h_2	cotele maselor nesuspendate față de axa Ox_0.

l	ampatamentul.
O	origina sistemului „antrenat" $Ox_0y_0z_0$.
$\bar{v}$	vectorul viteză.
w	ordonata punctului Ω în sistemul $Ox_0y_0z_0$.
z_1, z_2	cotele centrelor de ruliu, în faţă şi în spate, deasupra axei Ox_0.
Θ	unghiul de rotaţie al masei suspendate în jurul unei axe verticale, ca urmare a diferenţei între deplasările laterale ale centrelor de ruliu din faţă şi din spate.
λ	unghiul făcut de axa principală de ruliu şi axa Ωx
σ	matrice de transformare a coordonatelor.
φ	unghiul de ruliu al masei suspendate.
φ_1, φ_2	unghiurile de ruliu ale maselor nesuspendate, faţă şi spate.
ψ	unghiul de „cap", sau unghiul de rotaţie al sistemului $Ox_0y_0z_0$, în jurul axei Oz_0, faţă de sistemul fix $0_1\xi\eta\zeta$.
Ω	origina sistemului de axe solidar cu masa suspendată.
$\omega_x, \omega_y, \omega_z$	componentele vitezei unghiulare absolute a masei suspendate pe cele trei axe ale sistemului Ωxyz.
$\| \|_0$	matricea de coloană a unui vector oarecare în sistemul $Ox_0y_0z_0$.
$\| \|_\Omega$	i d e m, în sistemul Ωxyz.

I. MODELUL MATEMATIC AL VEHICULULUI

I.1. Schema simplificată a vehiculului

Deoarece, aşa cum s-a arătat, interesează în special comportarea laterală („dinamica transversală") a vehiculului, schema de vehicul adoptată prezintă faţă de un automobil real următoarele simplificări :

— se face abstracţie de mişcarea verticală a caroseriei ca şi de mişcarea de tangaj.

— se neglijează deplasările laterale ale jenţilor în raport cu suprafaţa de contact pneu-drum.

I.2. Sisteme de referinţă

Pentru a defini poziţia masei suspendate în spaţiu se consideră următoarele sisteme de referinţă :

a) un sistem fix $0_1\xi\eta\zeta$, avînd planul $0_1\xi$ confundat cu planul drumului, iar axa $0_1\zeta$ verticală, orientată în jos,

b) un sistem mobil $Ox_0y_0z_0$, antrenat de vehicul, avînd origina într-un punct situat pe axa orizontală de ruliu a maselor nesuspendate la intersecţia cu verticala ce trece prin centrul de masă al întregului vehicul, axa Ox_0 orizontală şi orientată spre înainte, axa Oz_0 verticală orientată în jos, iar axa Oy_0 perpendiculară pe primele două,

c) un sistem mobil solidar cu masa suspendată, Ωxyz, avînd origina Ω pe axa principală de ruliu, și — atunci cînd vehiculul se află în repaus — axa Ωz în planul vertical de simetrie, trecînd prin centrul de masă al întregului vehicul; axa Ωx este orizontală și orientată spre înainte (fig. 1).

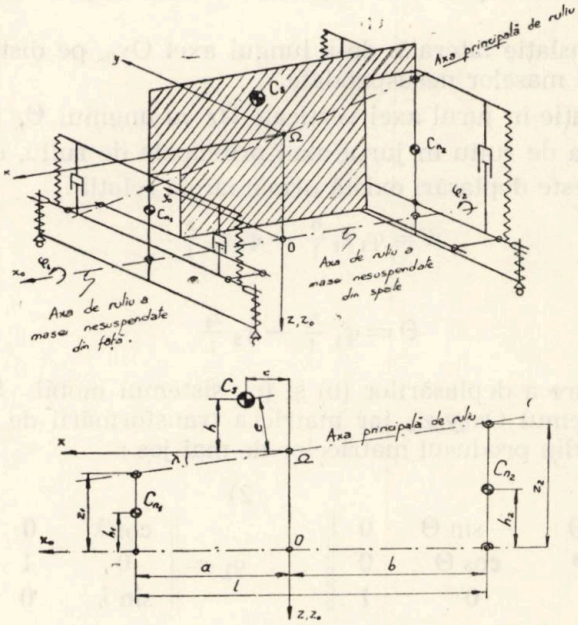


Fig. 1.

Din cele de mai sus se poate observa că sistemul antrenat $Ox_0y_0z_0$ are o mișcare plan-paralelă, poziția sa fiind definită de trei coordonate ξ_0, η_0 și ψ (fig. 2).

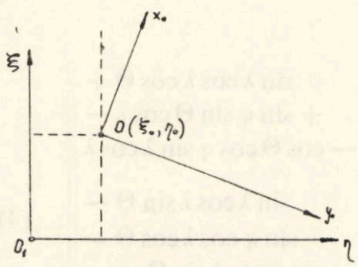


Fig. 2.

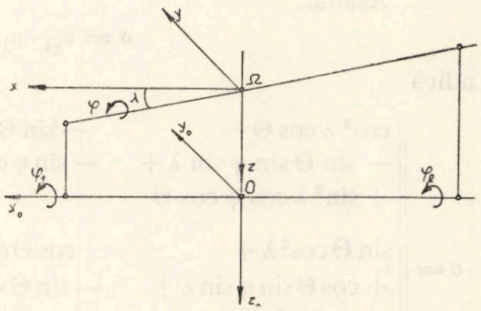


Fig. 3.

Față de sistemul antrenat $Ox_0y_0z_0$, poziția masei suspendate este definită de alte trei coordonate independente φ_1, φ_2 și φ (fig. 3).

II. CINEMATICA MASEI SUSPENDATE

II.1. Deplasările relative ale masei suspendate față de reperul antrenat $Ox_0y_0z_0$

Următoarele deplasări sînt permise masei suspendate față de sistemul $Ox_0y_0z_0$:

a) o translație laterală, de-a lungul axei Oy_0, pe distanța w, ca urmare a ruliului maselor nesuspendate,

b) o rotație în jurul axei verticale Ωz cu unghiul Θ,

c) rotația de ruliu în jurul axei principale de ruliu, cu unghiul φ.

Între aceste deplasări există următoarele relații :

$$w = \varphi_1 z_1 \frac{b}{l} + \varphi_2 z_2 \frac{a}{l} \tag{1}$$

și

$$\Theta = \varphi_1 \frac{z_1}{l} - \varphi_2 \frac{z_2}{l} \tag{2}$$

Ca urmare a deplasărilor (b) și (c), sistemul mobil Ωxyz va fi rotit față de sistemul $Ox_0y_0z_0$, iar matricea transformării de coordonate va putea fi găsită din produsul matricelor de mai jos :

1)
$$\sigma_\Omega = \begin{Vmatrix} \cos\Theta & -\sin\Theta & 0 \\ \sin\Theta & \cos\Theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{Vmatrix} ;$$

2)
$$\sigma_\lambda = \begin{Vmatrix} \cos\lambda & 0 & -\sin\lambda \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\lambda & 0 & \cos\lambda \end{Vmatrix}$$

3)
$$\sigma_\varphi = \begin{Vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi & -\sin\varphi \\ 0 & \sin\varphi & \cos\varphi \end{Vmatrix} ;$$

4)
$$\sigma_{-\lambda} = \begin{Vmatrix} \cos\lambda & 0 & +\sin\lambda \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\lambda & 0 & \cos\lambda \end{Vmatrix}$$

Așadar,

$$\sigma = \sigma_\Theta \cdot \sigma_\lambda \cdot \sigma_\varphi \cdot \sigma_{-\lambda} \tag{3}$$

adică

$$\sigma = \begin{Vmatrix} \cos^2\lambda\cos\Theta - \\ -\sin\Theta\sin\varphi\sin\lambda + \\ +\sin^2\lambda\cos\varphi\cos\Theta \end{Vmatrix} \begin{matrix} -\sin\Theta\cos\varphi - \\ -\sin\varphi\cos\Theta\sin\lambda \end{matrix} \begin{matrix} \sin\lambda\cos\lambda\cos\Theta + \\ +\sin\varphi\sin\Theta\cos\lambda - \\ -\cos\Theta\cos\varphi\sin\lambda\cos\lambda \end{matrix}$$

$$\begin{Vmatrix} \sin\Theta\cos^2\lambda + \\ +\cos\Theta\sin\varphi\sin\lambda + \\ +\sin^2\lambda\sin\Theta\cos\varphi \end{Vmatrix} \begin{matrix} \cos\Theta\cos\varphi - \\ -\sin\Theta\sin\lambda\sin\varphi \end{matrix} \begin{matrix} \sin\lambda\cos\lambda\sin\Theta - \\ -\sin\varphi\cos\lambda\cos\Theta - \\ -\sin\lambda\cos\lambda\sin\Theta\cos\varphi \end{matrix} \tag{4}$$

$$\begin{Vmatrix} \sin\lambda\cos\lambda - \\ -\sin\lambda\cos\lambda\cos\varphi \end{Vmatrix} \begin{matrix} \sin\varphi\cos\lambda \end{matrix} \begin{matrix} \sin^2\lambda + \cos^2\lambda\cos\varphi \end{matrix}$$

Punînd

$$\sin\varphi = \varphi \qquad \cos\varphi = 1 - \frac{1}{2}\varphi^2$$

$$\sin\Theta = \Theta \qquad \cos\Theta = 1 - \frac{1}{2}\Theta^2$$

şi neglijînd termenii de gradul trei sau mai mare în micile deplasări φ şi Θ, matricea transformării devine :

$$\sigma = \begin{Vmatrix} 1 - \frac{1}{2}(\Theta + \varphi\sin\lambda)^2 & -(\Theta + \varphi\sin\lambda) & \varphi\cos\lambda\left(\Theta + \frac{1}{2}\varphi\sin\lambda\right) \\ \Theta + \varphi\sin\lambda & 1 - \frac{1}{2}(\varphi^2 + \Theta^2) - \\ & - \Theta\varphi\sin\lambda & -\varphi\cos\lambda \\ \frac{1}{2}\varphi^2\sin\lambda\cos\lambda & \varphi\cos\lambda & 1 - \frac{1}{2}\varphi^2\cos^2\lambda \end{Vmatrix} \tag{5}$$

Transformarea fiind ortogonală, matricea inversă σ^{-1} va fi egală cu cea transpusă.

III. COMPUNEREA DE VITEZE

III.2.1. Viteza originii Ω a reperului mobil

Mişcarea absolută a masei suspendate poate fi concepută ca suprapunere a unei mişcări de transport împreună cu sistemul „antrenat"

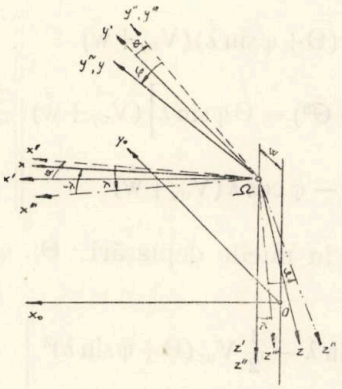


Fig. 4.

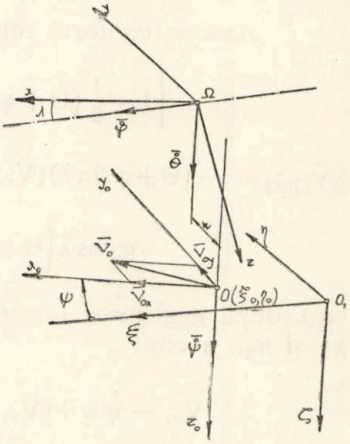


Fig. 5.

$Ox_0y_0z_0$ şi a unei mişcări relative faţă de acesta. Atunci putem scrie relaţia :

$$\overline{V}_\Omega = \overline{V}_{\Omega,t} + \overline{V}_{\Omega,r} \tag{5}$$

În sistemul $Ox_0y_0z_0$ aceşti vectori se scriu, conform fig. 5 :

$$\|\overline{V}_{\Omega,t}\|_0 = \begin{Vmatrix} V_{ox} - \overset{\circ}{\psi} w \\ V_{oy} \\ 0 \end{Vmatrix} \quad \text{şi} \quad \|\overline{V}_{\Omega,r}\|_0 = \begin{Vmatrix} 0 \\ \overset{\circ}{w} \\ 0 \end{Vmatrix} \tag{7}$$

iar viteza originii Ω va fi :

$$\|\overline{V}_{\Omega}\|_0 = \begin{Vmatrix} V_{ox} - \overset{\circ}{\psi} w \\ V_{oy} + \overset{\circ}{w} \\ 0 \end{Vmatrix} \tag{8}$$

În cazul unor măsurători experimentale pe automobilul în mers a vitezelor şi acceleraţiilor acestuia, aparatele de măsură se pot plasa numai în caroseria vehiculului, adică pe masa suspendată. Este nevoie, deci, să găsim componentele vectorilor viteză şi acceleraţie în reperul mobil Ωxyz, relativ la care se orientează şi aparatele de măsură. Atunci, expresia vectorului $\overline{V}_{\Omega}$ în sistemul mobil Ωxyz va fi :

$$\|\overline{V}_{\Omega}\|_{\Omega} = \sigma^{-1} \cdot \|\overline{V}_{\Omega}\|_0 \tag{9}$$

în baza relaţiei de transformare

$$\|\overline{V}_{\Omega}\|_0 = \sigma \cdot \|\overline{V}_{\Omega}\|_{\Omega} \tag{10}$$

Aşadar, conform relaţiei (9) obţinem :

$$\|\overline{V}_{\Omega}\|_{\Omega} = \begin{Vmatrix} \left[1 - \frac{1}{2}(\Theta + \varphi \sin\lambda)^2\right](V_{ox} - \overset{\circ}{\psi} w) + (\Theta + \varphi \sin\lambda)(V_{oy} + \overset{\circ}{w}) \\ -(\Theta + \varphi \sin\lambda)(V_{ox} - \overset{\circ}{\psi} w) + \left[1 - \frac{1}{2}(\varphi^2 + \Theta^2) - \Theta \varphi \sin\lambda\right](V_{oy} + \overset{\circ}{w}) \\ \varphi \cos\lambda \left(\Theta + \frac{1}{2}\varphi \sin\lambda\right)(V_{ox} - \overset{\circ}{\psi} w) - \varphi \cos\lambda (V_{oy} + \overset{\circ}{w}) \end{Vmatrix} \tag{11}$$

sau, după neglijarea termenilor de gradul trei în micile deplasări Θ, φ, φ_1 şi φ_2, avem :

$$\|\overline{V}_{\Omega}\|_{\Omega} = \begin{Vmatrix} V_{ox} - \overset{\circ}{\psi} w + (V_{oy} + \overset{\circ}{w})\Theta + (V_{oy} + \overset{\circ}{w})\varphi \sin\lambda - \frac{1}{2} V_{ox}(\Theta + \varphi \sin\lambda)^2 \\ V_{oy} + \overset{\circ}{w} - V_{ox}\Theta + \overset{\circ}{\psi}\Theta w - \frac{1}{2}\Theta^2 V_{oy} - \frac{1}{2}\varphi^2 V_{oy} - V_{ox}\varphi \sin\lambda + \\ + w \overset{\circ}{\psi} \varphi \sin\lambda - V_{oy}\Theta \varphi \sin\lambda \\ \frac{1}{2}\varphi^2 V_{ox} \sin\lambda \cos\lambda + \Theta \varphi V_{ox} \cos\lambda - V_{oy} \varphi \cos\lambda - \overset{\circ}{w} \varphi \cos\lambda \end{Vmatrix} \tag{12}$$

III.2.2. Viteza unghiulară absolută a reperului mobil

Masa suspendată, și împreună cu ea reperul Ωxyz, participă la trei rotații simultane de unghiuri ψ, Θ și φ, cu vitezele unghiulare ψ, $\overset{\circ}{\Theta}$ și $\overset{\circ}{\varphi}$ (fig. 5). Expresiile acestor viteze unghiulare vor fi :

a)
$$\left\| \overline{\psi} \right\|_0 = \left\| \begin{matrix} 0 \\ 0 \\ \overset{\circ}{\psi} \end{matrix} \right\| \tag{13}$$

și

$$\left\| \overline{\overset{\circ}{\psi}} \right\|_\Omega = \sigma^{-1} \cdot \left\| \overline{\overset{\circ}{\psi}} \right\|_0 \tag{14}$$

adică

$$\left\| \overline{\overset{\circ}{\psi}} \right\|_\Omega = \left\| \begin{matrix} \frac{1}{2} \varphi^2 \overset{\circ}{\psi} \sin \lambda \cos \lambda \\ \overset{\circ}{\psi} \varphi \cos \lambda \\ \overset{\circ}{\psi} - \frac{1}{2} \overset{\circ}{\psi} \varphi^2 \cos^2 \lambda \end{matrix} \right\| \tag{15}$$

b)
$$\left\| \overline{\overset{\circ}{\Theta}} \right\|_0 = \left\| \begin{matrix} 0 \\ 0 \\ \overset{\circ}{\Theta} \end{matrix} \right\| \quad \text{și} \quad \left\| \overline{\overset{\circ}{\Theta}} \right\|_\Omega = \sigma^{-1} \cdot \left\| \overline{\overset{\circ}{\Theta}} \right\|_0 \tag{16}$$

adică

$$\left\| \overline{\overset{\circ}{\Theta}} \right\|_\Omega = \left\| \begin{matrix} \frac{1}{2} \varphi^2 \overset{\circ}{\Theta} \sin \lambda \cos \lambda \\ \overset{\circ}{\Theta} \varphi \cos \lambda \\ \overset{\circ}{\Theta} - \frac{1}{2} \overset{\circ}{\Theta} \varphi^2 \cos^2 \lambda \end{matrix} \right\| \tag{17}$$

sau, neglijînd termenii foarte mici

$$\left\| \overline{\overset{\circ}{\Theta}} \right\|_\Omega = \left\| \begin{matrix} 0 \\ \varphi \overset{\circ}{\Theta} \cos \lambda \\ \overset{\circ}{\Theta} \end{matrix} \right\| \tag{18}$$

c)
$$\left\| \overline{\overset{\circ}{\varphi}} \right\|_\Omega = \left\| \begin{matrix} \overset{\circ}{\varphi} \cos \lambda \\ 0 \\ \varphi \sin \lambda \end{matrix} \right\| \tag{19}$$

Viteza unghiulară absolută a sistemului mobil Ωxyz va putea fi scrisă

$$\bar{\omega} = \bar{\mathring{\psi}} + \bar{\mathring{\Theta}} + \bar{\mathring{\varphi}} \tag{20}$$

adică

$$\left\| \bar{\omega} \right\|_{\Omega} = \left\| \begin{matrix} \mathring{\varphi} \cos\lambda + \frac{1}{2} \varphi^2 \mathring{\psi} \sin\lambda \cos\lambda \\ (\mathring{\Theta} + \mathring{\psi}) \varphi \cos\lambda \\ \mathring{\varphi} \sin\lambda + \mathring{\Theta} + \mathring{\psi} - \frac{1}{2} \mathring{\psi} \varphi^2 \cos^2\lambda \end{matrix} \right\| \tag{21}$$

Cunoscînd viteza punctului Ω, $\bar{V}_{\Omega}$, și viteza unghiulară absolută $\bar{\omega}$ a masei suspendate, se poate găsi ușor viteza și accelerația oricărui punct al masei suspendate, în baza distribuției de viteze :

$$\bar{V}_A = \bar{V}_{\Omega} + \bar{\omega} \times \overline{\Omega A} \tag{22}$$

și, respectiv, de accelerații

$$\bar{a}_A = \bar{a}_{\Omega} + \mathring{\bar{\omega}} \times \overline{\Omega A} + \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \overline{\Omega A}) \tag{23}$$

în care A este un punct oarecare al masei suspendate.

Résumé

L'auteur établie les vitesses et les accélérations de la masse suspendue d'une automobile en regime transitoire, sur un modèle mathematique à six degrés de liberte.

Summary

The author deduces the velocities and accelerations of the sprung — mass of an automobile in non- stationary state, by means of a mathematical model with six degrees of freedom.

Bibliografie

1. PACEJKA, H. B. : *„De bestunderung van hef gedrag van een zich over een vlakke horizontale weg bewegende auto, m.b.v een electronische analogonmachine“*, Technische Hogeschool Delft, Holland, Laboratorium voor Voertiugtechniek 1958.
2. HUGO S. RADT and HANS B. PACEJKA : *„Analysis of the Steady — state turning Behaviour of an Automobile“*, Proceedings of the Symposium on Control of Vehicles During Braking and Cornering IME, 1963, London.
3. ЧУДАКОВ, Е. А. : *„Избранные труды”*, Акад. Наук С.С.С.Р. том I, 1961, Москва.
4. x x x *„Управляемость и устойчивость автомобиля”* Сборник статей, Пер. с англ., Машгиз, 1963, Москва.
5. BOURKE, P. J. : *„Rear, front, or four-wheel drive“* «Automobile Engineer», 55, nr. 5, 1965, London.
6. FRANÇOIS LEYGUE : *Contribution à l'étude de la stabilité des vehicules routiers“*. „S.I.A.“, nr. 5, mai, 1966, Paris.
7. STEADS, W. : *„Mechanics of Road Vehicles“*, London, Iliffe-Sons, 1960.

ASUPRA SĂGEȚII ARCURILOR SEMIELIPTICE PROGRESIVE PE REAZEME DE TIP SANIE

VIRGIL OLARIU

1. Generalități

Arcurile semieliptice cu foi se utilizează în special la autovehicule grele folosite în transporturi ca : autobuze, autocamioane, autobasculante etc. Arcurile semieliptice clasice, legate de ramă prin intermediul bolțurilor și cerceilor, se caracterizează prin rigiditate constantă (raportul dintre sarcină și deformație este constant) și egală cu cea corespunzătoase sarcinii nominale. Caracteristica elastică a acestor arcuri, este liniară (fig. 1, a). Ca urmare, la mersul în gol sau cu o sarcină sub cea nominală, frecvența oscilațiilor diferă sensibil față de cea stabilită pentru autovehiculul încărcat cu sarcina nominală și trepidațiile caroseriei sînt mult mai puternice. Pentru înlăturarea acestui dezavantaj al suspensiei cu caracteristică liniară s-au realizat suspensii pe arcuri semieliptice progresive cu caracteristică neliniară a căror rigiditate crește concomitent cu creșterea sarcinii (fig. 1, b). O astfel de caracteristică se numește „dură". Arcul a cărui caracteristică este liniară se sumește arc liniar, iar cel a cărui caracteristică este dură se numește arc dur sau progresiv.

Însăși suspensia pe arcuri liniare se numește suspensie liniară, iar cea pe arcuri dure se numește suspensie progresivă.

O soluție constructivă simplă, cu preț de cost redus și durabilitate ridicată — prin care se obține o suspensie progresivă — constă în eliminarea legăturilor clasice (bolț-cercel) ale arcului semieliptic în foi și înlocuirea lor prin reazeme simple de formă cilindrică. Astfel de legături se numesc „sănii" deoarece permit variația deschiderii arcului cu sarcina, fapt care conduce la creșterea rigidității o dată cu creșterea sarcinii. Aceste arcuri lucrează de obicei în paralel cu niște arcuri tubulare de cauciuc care contribuie la corectarea caracteristicii arcului semieliptic, apropiind-o mai mult de cea ideală (exponențială).

2. Deformaţiile mici ale arcurilor semieliptice progresive.

În literatura de specialitate [7] şi [8] pentru stabilirea săgeţii arcurilor semieliptice în foi, se presupune că arcul nedeformat este o bară dreaptă de secţiune variabilă fiind asimilat cu un arc lamelar dublu trapezoidal (fig. 1). Pentru micile deformaţii ($f/L \leqslant 0{,}1$) săgeata arcului se exprimă prin relaţia

$$f = q_1 \frac{P L^3}{48 E I} = q_1 \frac{\sigma L^2}{6 a E} \tag{1}$$

în care :

q_1 — este coeficientul de formă al arcului care ţine seama de abaterea arcului de la forma dreptunghiulară la cea trapezoidală ;

P — sarcina nominală ;

L — deschiderea arcului ;

E — modul de elasticitate longitudinal ;

I — momentul de inerţie geometric axial al arcului ;

a — grosimea unei foi ;

σ — efortul unitar de încovoiere.

Relaţia (1) se obţine evident şi considerînd arcul o bară dreaptă de lungime L, rezemată la extremităţi şi încărcată la mijloc cu forţa P (fig. 3).

În realitate arcul semieliptic este o bară curbă în formă de arc de cerc, astfel că — în cazul reazemelor pe sănii — este necesar să se ţină

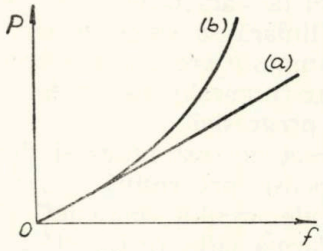


Fig. 1.

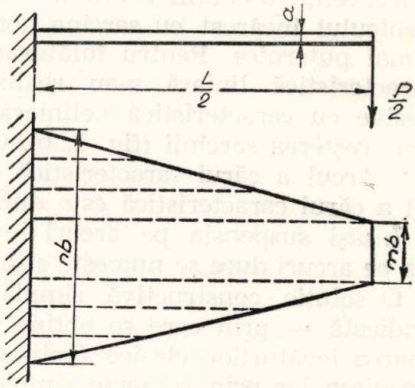


Fig. 2.

seama şi de înălţimea arcului semieliptic (care reprezintă braţul componenţei orizontale a reacţiunii din legătura arcului cu rama).

În literatura de specialitate [2] se ţine seama de înălţimea arcului în cazul cînd acesta este legat prin eclise oblice de ramă folosindu-se

relaţia (1) dintre săgeată şi efortul unitar de încovoiere. Această relaţie introduce de fapt aproximarea arcului de cerc cu o dreaptă înclinată şi a arcului elementar ds cu segmentul de dreaptă elementar dx (fig. 4).

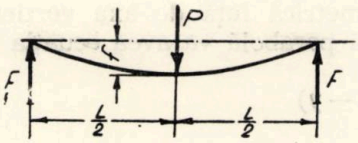


Fig. 3.

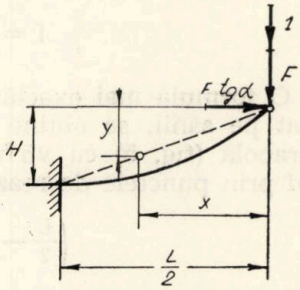


Fig. 4.

Cu aceste aproximaţii, săgeata arcului cu legături de tip „sanie", se obţine — în cazul micilor deformaţii — pe baza formulei lui Mohr

$$f = q_1 \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{M_{(x)} M_{1\,(x)}}{E\,I}\, dx \tag{2}$$

în care :

$M_{(x)}$ — este momentul încovoietor în secţiunea x a reacţiunii din dreptul săniei ;

$M_{1\,(x)}$ — momentul încovoietor în secţiunea x a sarcinii unitare aplicată în dreptul săniei pe direcţie verticală.

Ţinînd seama că :

$$M_{(x)} = Fx + Fy\,\mathrm{tg}\,\alpha, \quad M_{1\,(x)} = 1 \cdot x, \quad y = \frac{2\,H}{L}\,x, \quad F = \frac{P}{2} \tag{3}$$

formula (2) devine

$$f = \frac{q_1 P}{2\,E\,I} \int_0^{\frac{L}{2}} \left(1 + \frac{2\,H}{L}\,\mathrm{tg}\,\alpha\right) x^2\, dx$$

respectiv

$$f = q_1\, \frac{PL^2\,(L + 2H\,\mathrm{tg}\,\alpha)}{48\,E\,I} \tag{4}$$

care pentru H=O satisface relaţia (1).

Avînd în vedere expresia

$$I = n\,\frac{b\,a^3}{12} \tag{5}$$

în care :

n — este numărul total de foi ale arcului ;

b — lățimea unei foi ;

săgeata arcului se va exprima, în virtutea relațiilor (4) și (5) cu formula

$$f = q_1 \frac{PL^2 (L + 2H \operatorname{tg} \alpha)}{4 n b a^3 E} \tag{6}$$

O formulă mai exactă pentru calculul săgeții arcurilor semieliptic, rezemat pe sănii, se obține dacă aproximăm arcul de cerc cu un arc de parabolă (fig. 5) cu vîrful în O, simetrică față de axa verticală și trecînd prin punctele de reazem. Această parabolă va avea ecuația

$$\left(\frac{L}{2} - x\right)^2 = 2p(H - y) \tag{7}$$

Parametrul parabolei p se va determina din condiția ca arcul de parabolă să treacă prin punctele de reazem, care conduce la :

$$x = 0, \quad y = 0$$

Prin urmare

$$2p = \frac{L^2}{4H}$$

iar ecuația (7) devine

$$\left(\frac{L}{2} - x\right)^2 = \frac{L^2}{4H}(H - y)$$

din care rezultă

$$y = \frac{4H}{L^2} x(L - x) \tag{8}$$

Săgeata arcului semieliptic se determină tot pe baza formulei (2) în care momentele forțelor pentru $0 < x < L/2$ au expresiile :

$$M_{(x)} = -Fx - \frac{4H}{L^2} x(L - x) F \operatorname{tg} \alpha, \quad M_{1(x)} = -\ ^{x}, \quad F = \frac{P}{2}; \tag{9}$$

iar pentru $L/2 < x < L$, au expresiile :

$$M_{(x)} = F(L - x) + \frac{4H}{L^2} x(L - x) F \operatorname{tg} \alpha, \quad M_{1(x)} = \frac{L - x}{2} \tag{10}$$

În virtutea relațiilor (2), (9) și (10) se poate scrie relația

$$f = \frac{q_1 P}{4EI} \left\{ \int_0^{\frac{L}{2}} \left[x^2 + \frac{4H}{L^2} x^2 (L - x) \operatorname{tg} \alpha \right] dx + \int_{\frac{L}{2}}^{L} \left[(L - x)^2 + \frac{4H}{L^2} x (L - x)^2 \operatorname{tg} \alpha \right] dx \right\}$$

pe baza căreia se obține, după integrare, expresia săgeții arcului semieliptic rezemat pe sănii

$$f = q_1 \frac{P L^2 (L + 2{,}5 H \operatorname{tg} \alpha)}{48 EI} \tag{11}$$

care pentru H=O satisface relația (1).

Ţinînd seama de formula (5), săgeata arcului semieliptic se mai poate scrie sub forma

$$f = q_1 \frac{P L^2 (L + 2{,}5 H \operatorname{tg} \alpha)}{4 n a^3 b E} \tag{12}$$

Pentru a exprima mai concret săgeata arcului semieliptic cu foi se va avea în vedere forma în arc de cerc a acestuia (fig. 6), fără a se

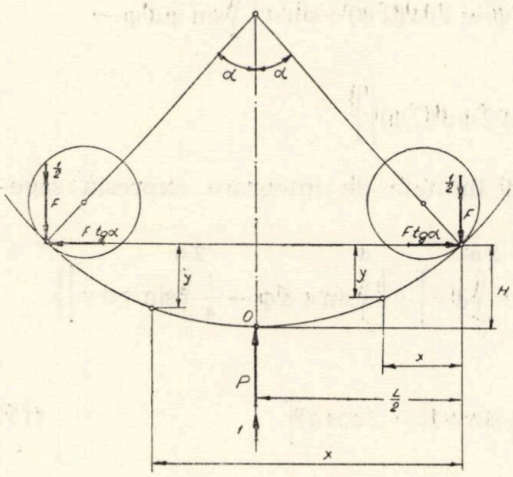


Fig. 5.

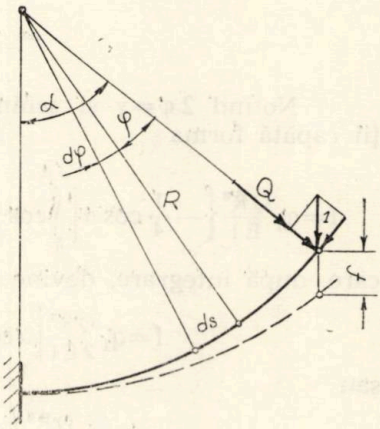


Fig. 6.

mai aproxima cu o parabolă, de asemenea nu se va mai aproxima arcul elementar ds cu segmentul de dreaptă elementar dx. În acest caz săgeata arcului semieliptic se determină tot cu ajutorul formulei lui Mohr scrisă sub forma

$$f = q_1 \int \frac{M_{(\varphi)} M_{1(\varphi)}}{E I} d s \cdot \alpha \cdot s \tag{13}$$

în care :

$$M_{(\varphi)} = -Q R \sin \varphi, \quad M_{1(\varphi)} = -1 \cdot R \cos \alpha \sin \varphi - 1 \cdot R \sin \alpha (1 - \cos \varphi),$$

$$d s = R \, d \varphi \tag{14}$$

Din relaţiile (13) şi (14) se obţine

$$f = q_1 \frac{Q R^2}{E I} \int_0^{\alpha} [\cos \alpha \sin^2 \varphi + \sin \alpha \sin \varphi (1 - \cos \varphi)] \, d \varphi$$

sau

$$f = q_1 \frac{Q R^3}{E I} \left\{ \cos \alpha \int_0^{\alpha} \sin^2 d \varphi + \sin \alpha \left[\int_0^{\alpha} \sin \varphi \, d \varphi - \int_0^{\alpha} \sin \varphi \cos \varphi \, d \varphi \right] \right\}$$

Această relaţie se poate scrie sub forma

$$f=q_1\frac{QR^3}{EI}\left\{\cos\alpha\int_0^{\alpha}\frac{1-\cos 2\varphi}{2}d\varphi+\sin\alpha\left[\int_0^{\alpha}\sin\varphi\, d\varphi-\int_0^{\alpha}\frac{\sin 2\varphi}{2}d\varphi\right]\right\}$$

respectiv

$$f=q_1\frac{QR^3}{EI}\left\{-\frac{1}{4}\cos\alpha\int_0^{\alpha}(\cos 2\varphi-1)\,d(2\varphi)+\sin\alpha\left[\int_0^{\alpha}\sin\varphi\, d\varphi-\right.\right.$$

$$\left.\left.-\frac{1}{4}\int_0^{\alpha}\sin 2\varphi\, d(2\varphi)\right]\right\}$$

Notînd $2\varphi=\gamma$ şi schimbînd limitele de integrare expresia săgeţii capătă forma

$$f=q_1\frac{QR^3}{EI}\left\{-\frac{1}{4}\cos\alpha\left[\int_0^{2\alpha}\cos\gamma\, d\gamma-\int_0^{2\alpha}d\gamma\right]+\left[\int_0^{\alpha}\sin\varphi\, d\varphi-\frac{1}{4}\int_0^{2\alpha}\sin\gamma\, d\gamma\right]\right\}$$

care, după integrare, devine

$$f=q_1\frac{QR^3}{2EI}\left[\alpha\cos\alpha+\sin\alpha(1-2\cos\alpha)\right] \tag{15}$$

sau

$$f=q_1\frac{QR^3}{2EI}\left(\alpha\cos\alpha+\sin\alpha-\sin 2\alpha\right) \tag{16}$$

Pentru $\alpha<6^\circ\sim 8^\circ$ săgeata arcului se va exprima, pe baza relaţiei (16), prin formula

$$f=q_1\frac{QR^3}{2EI}\left(2\alpha-\sin 2\alpha\right) \tag{17}$$

care corespunde cu deformaţia unei grinzi, plane circulare supusă acţiunii unei forţe concentrate tangenţiale pe secţiunea de capăt [10].

Înlocuind în relaţia (15) raza R prin expresia

$$R=\frac{L}{2\sin\alpha} \tag{18}$$

se obţine

$$f=q_1\frac{QL^3}{16EI}\cdot\frac{\alpha\cos\alpha+\sin\alpha(1-2\cos\alpha)}{\sin^3\alpha} \tag{19}$$

Avînd în vedere că

$$Q=\frac{P}{2\cos\alpha} \tag{20}$$

unde P este sarcina nominală, expresia (19) devine

$$f=q_1\frac{PL^3}{32EI}\cdot\frac{\alpha+\operatorname{tg}\alpha-2\sin\alpha}{\sin^3\alpha} \tag{21}$$

Notînd

$$A = \frac{\alpha + \operatorname{tg}\alpha - 2\sin\alpha}{\sin^3\alpha} \tag{22}$$

săgeata arcului semieliptic se exprimă prin relaţia

$$f = q_1 \frac{P L^3 A}{32 E I} \tag{23}$$

Ţinînd seama de formula (5), relaţia (23) devine

$$f = q_1 \frac{3 P L^3 A}{8 n b a^3 E} \tag{24}$$

Scriind expresia (22) sub forma

$$A = \frac{\psi_{(\alpha)}}{\varphi_{(\alpha)}} \tag{25}$$

în care

$$\psi_{(\alpha)} = \alpha + \operatorname{tg}\alpha - 2\sin\alpha \; ; \; \varphi_{(\alpha)} = \sin^3\alpha \tag{26}$$

pentru cazul limită $\alpha = 0$ se obţine forma $A = \frac{0}{0}$, deci adevărata valoare a lui A este dată, conform regulei lui l-Hôspital, de relaţia

$$A = \frac{\psi^{(n)}_{(o)}}{\varphi^{(n)}_{(o)}} \tag{27}$$

Nedeterminarea se ridică după a treia derivare a funcţiilor $\psi_{(\alpha)}$ şi $\varphi_{(\alpha)}$, cînd se obţine :

$$\left.\begin{aligned} \psi'''_{(\alpha)} &= 2\left[\cos\alpha + (1 + \operatorname{tg}^2\alpha)(1 + 3\operatorname{tg}^2\alpha)\right] , & \psi'''_{(0)} &= 4 \; ; \\ \varphi'''_{(\alpha)} &= 6\cos^3\alpha - 21\sin^2\alpha\cos\alpha , & \varphi'''_{(0)} &= 6 \; ; \end{aligned}\right\} \tag{28}$$

Pentru $\alpha = 0$ şi $L = L_s$, expresia (23) a săgeţii se reduce — în virtutea relaţiilor (27) şi (28) — la formula (1), iar expresia (24) capătă forma

$$f = q_1 \frac{P l_s^3}{4 n b a^3 E} \tag{29}$$

În cazul asimilării arcului în foi cu un arc lamelar dublu triunghiular (fig. 7) în formă de arc de cerc, atît înainte cît şi după deformare, săgeata se va determina — pentru micile deformaţii — cu formula lui Mohr

$$f = \int_0^{\alpha} \frac{M_{(\varphi)} M_{1(\varphi)}}{E I_{(\varphi)}} ds \tag{30}$$

În această formulă $I_{(\varphi)}$ este momentul de inerţie axial în secţiunea corespunzătoare unghiului φ avînd expresia

$$I_{(\varphi)} = \frac{z a^3}{12} = \frac{\varphi}{\alpha} I \tag{31}$$

în care I este momentul de inerţie axial din secţiunea de incastrare.

În virtutea relațiilor (14) și (31), formula (30) devine

$$f=\frac{LQR^3}{EI}\int_0^{\alpha}\frac{\cos\alpha\sin^2\varphi+\sin\alpha\sin\varphi(1-\cos\varphi)}{\varphi}d\varphi$$

sau

$$f=\frac{LQR^3}{EI}\left\{\cos\alpha\int_0^{\alpha}\frac{\sin^2\varphi}{\varphi}d\varphi+\sin\alpha\left[\int_0^{\alpha}\frac{\sin\varphi}{\varphi}d\varphi-\int_0^{\alpha}\frac{\sin\varphi\cos\varphi}{\varphi}d\varphi\right]\right\} \quad (32)$$

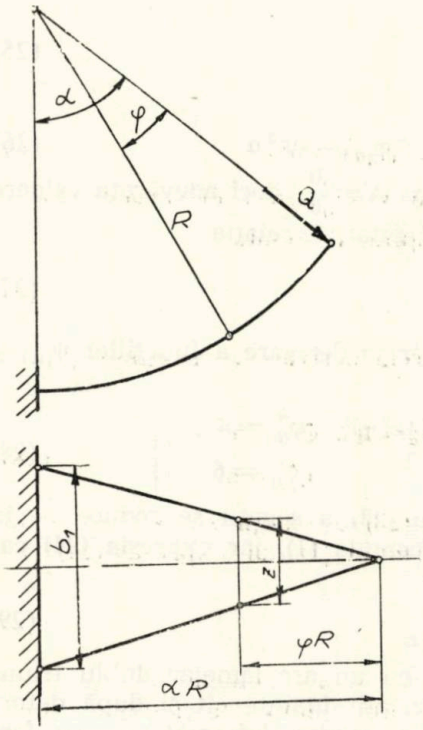


Fig. 7

Ținînd seama că :

$$\sin^2\varphi=\frac{1-\cos 2\varphi}{2},\quad \sin\varphi\cdot\cos\varphi=\frac{\sin 2\varphi}{2}$$

expresia (32) devine

$$f=\frac{LQR^3}{EI}\left\{\cos\alpha\int_0^{\alpha}\frac{1-\cos 2\varphi}{2\varphi}d\varphi+\right.$$

$$\left.+\sin\alpha\left[\int_0^{\alpha}\frac{\sin\varphi}{\varphi}d\varphi-\int_0^{\alpha}\frac{\sin 2\varphi}{2\varphi}d\varphi\right]\right\}$$

sau

$$f=\frac{LQR^3}{EI}\left\{-\frac{1}{2}\cos\alpha\int_0^{\alpha}\frac{\cos 2\varphi-1}{2\varphi}d(2\varphi)+\right.$$

$$\left.+\sin\alpha\left[\int_0^{\alpha}\frac{\sin\varphi}{\varphi}d\varphi-\frac{1}{2}\int_0^{\alpha}\frac{\sin 2\varphi}{2\varphi}d(2\varphi)\right]\right\} \quad (33)$$

Avînd în vedere că formulele

$$\int_0^{\alpha}\frac{\sin\varphi}{\varphi}d\varphi=\sum_{K=1}^{\infty}\frac{(-1)^{K+1}\cdot\alpha^{2K-1}}{(2K-1)(2K-1)!}$$

$$\int_0^{\alpha}\frac{\cos 2\varphi-1}{2\psi}d(2\varphi)=\int_0^{2\alpha}\frac{\cos\gamma-1}{\gamma}d\gamma=\sum_{K=1}^{\infty}(-1)^K\frac{(2\alpha)^{2K}}{2K(2K)!};$$

$$\int_0^{\alpha}\frac{\sin 2\varphi}{2\varphi}d(2\varphi)=\int_0^{2\alpha}\frac{\sin\gamma}{\gamma}d\gamma=\sum_{K=1}^{\infty}\frac{(-1)^{K+1}\cdot(2\alpha)^{2K-1}}{(2K-1)(2K-1)!}$$

$$R=\frac{L}{2\sin\alpha}\qquad Q=\frac{P}{2\cos\alpha}$$

relaţia (33) se va scrie sub forma

$$f = \frac{PL^3}{32\,E\,I} \cdot \frac{\alpha}{\sin^3\alpha} \left\{ 2\,\mathrm{tg}\,\alpha \left[\sum_{K=1}^{\infty} \frac{(-1)^{K+1} \cdot \alpha^{2K-1}}{(2K-1)(2K-1)!} - \frac{1}{2} \sum_{K=1}^{\infty} \frac{(-1)^{K+1} \cdot (2\alpha)^{2K-1}}{(2K-1)(2K-1)!} \right] - \right.$$

$$\left. - \sum_{K=1}^{\infty} \frac{(-1)^{K} \cdot (2\alpha)^{2K}}{2K(2K)!} \right\}$$

din care se obţine

$$f = \frac{PL^3}{32\,E\,I} \cdot \frac{\alpha}{\sin^3\alpha} \left\{ 2\,\mathrm{tg}\,\alpha \sum_{K=1}^{\infty} \frac{(-1)^{K+1}\,[1-2^{2(K-1)}]\,\alpha^{2K-1}}{(2K-1)(2K-1)!} - \sum_{K=1}^{\infty} \frac{(-1)^{K}(2\alpha)^{2K}}{2K(2K)!} \right\} \quad (34)$$

Introducînd notaţia

$$B = \frac{\alpha}{\sin^3\alpha} \left\{ 2\,\mathrm{tg}\,\alpha \sum_{K=1}^{\infty} \frac{(-1)^{K+1}\,[1-2^{2(K-1)}]\,\alpha^{2K-1}}{(2K-1)(2K-1)!} - \sum_{K=1}^{\infty} \frac{(-1)^{K}(2\alpha)^{2K}}{2K(2K)} \right\} \quad (35)$$

săgeata arcului semieliptic în foi, asimilat cu un arc lamelar dublu triunghiular, se va determina — în virtutea relaţiilor (34) şi (35) — cu formula

$$f = \frac{PL^3 B}{32\,E\,I} \quad (36)$$

sau — avînd în vedere relaţia (5) — cu formula

$$f = \frac{3\,PL^3 B}{8\,n\,b\,a^3 E}. \quad (37$$

Scriind expresia (35) sub forma

$$B = \frac{\xi(\alpha)}{\varphi(\alpha)} \quad (38)$$

în care

$$\xi_{(\alpha)} = \alpha \left\{ 2\,\mathrm{tg}\,\alpha \sum_{K=1}^{\infty} \frac{(-1)^{K+1}\,[1-2^{2(K-1)}]\,\alpha^{2K-1}}{(2K-1)(2K-1)!} - \sum_{K=1}^{\infty} \frac{(-1)^{K}(2\alpha)^{2K}}{2K(2K)!} \right\} \quad (39)$$

şi punînd condiţia $\alpha = 0$, se obţine — pe baza relaţiilor (38), (39) şi (26) — forma nedeterminată $B = \frac{0}{0}$.

După a treia derivare a funcţiei (39) se obţine relaţia

$$\xi'''_{(0)} = 8\,S'_{1(0)} - 3\,S''_{2(0)}. \quad (40)$$

Ţinînd seama că funcţiile $S'_{1(\alpha)}$, $S''_{2(\alpha)}$ au expresiile :

$$S'_{1(\alpha)} = \sum_{K=1}^{\infty} \frac{(-1)^{K+1}[1-2^{2(K-1)}]\alpha^{2(K-1)}}{(2K-1)!}, \quad S''_{2(\alpha)} = \sum_{K=1}^{\infty} \frac{(-1)^{K} 4(2K-1)(2\alpha)^{2(K-1)}}{(2K)!}$$

funcţiile $S'_{1(0)}$ şi $S''_{2(0)}$ se vor anula pentru toate valorile lui $K > 1$.

Pentru $K=1$ funcţiile $S'_{1(\alpha)}$, $S''_{2(\alpha)}$ au valorile :

$$S'_{1(\alpha)} = 0, \; S''_{2(\alpha)} = -2$$

prin urmare :

$$S'_{1(0)} = 0, \; S''_{2(0)} = -2, \; \xi'''_{(0)} = 6. \tag{41}$$

Adevărata valoare a lui B, pentru $\alpha = 0$ este

$$B = \frac{\xi'''_{(0)}}{\varphi'''_{(0)}} \tag{42}$$

Din relaţiile (42), (41) şi (28) se obţine $B=1$.

Pentru $\alpha = 0$, $L = L_s$, $B = 1'$ expresia săgeţii arcului semieliptic este

$$f = \frac{PL_s^3}{32EI}, \tag{43}$$

care corespunde cu formula (1) pentru valoarea coeficientului de formă $q_1 = 1{,}5$, cît este de fapt recomandat [7] şi [8] la forma dublu triunghiulară a arcului lamelar.

Résumé

Pour obtenir une caracteristique elastique non-lineaire des ressorts semi-elliptiques, on remplace le boulon et l'eclisse du ressort, par des appuis cylindriques appeles, „Chariots".

On y presente diverses methodes à calculer la fleche de ces ressorts, dans les conditions des faibles deformations, tout en utilisant la formule de Mohr.

Zusammenfassung

Um ein elastisches, nichtlineares Merkmal von Halbelliplischen Blattfedern zu erzielen, werden die Bolzen, und Ringe der Feder durch zylindrische Stützen, durch sogenannte „Schlitten" ersetzt.

In der Arbeit werden verschiedene Methoden zur Berechnung des Pfeiles dieser Federn bei kleinen Verformungen augegeben, wobei die Mohrsche Formel angewendet wird.

Bibliografie

1. Akademia Nauk S.S.S.R.. Podveska avtomobilia, Moskva, 1951.
2. D. BOIANGIU ş.a. : *Elementele elastice ale maşinilor*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1967.
3. I. DEUTSCH : *Rezistenţa materialelor*, vol. I şi vol. II, 1963.
4. M. M. FILONENCO : *Curs de Rezistenţa materialelor*, partea I, Editura Tehnică, Bucureşti, 1951.
5. M. M. FILONENCO ş.a., *Curs de Rezistenţa materialelor*, partea II, Editura Tehnică, Bucureşti, 1952.
6. M. M. FILONENCO, BORODICI : *Teoria elasticităţii*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1952.
7. S. GROSS : *Calculation Design of Metal Springs*, Chapmann and Hall Ltd, London, 1966.
8. G. NIEMANN : *Maschinenelemente*, Erter Band, Berlin-Gottingen-Heidelberg, 1960.
9. S. D. PONOMARIOV ş.a. : *Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1960.
10. P. P. TEODORESCU : *Probleme plane în teoria elasticităţii*, vol. II, Editura Academiei R.S.R., Bucureşti, 1966.
11. M. UNTARU : *Teoria, calculul şi construcţia automobilelor*, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1961.
12. D. URMĂ, GH. IONESCU : *Arcuri pentru vehicule*, Editura transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1961.
13. J. KERAVAL : *Problemes particuliers aux vehicules de transport en commun*, Ingenieurs de l'automobile, nr. 3, Mars, 1959.
14. W. LUSTIG : *Die M.A.N.* — Pressmullwagen-System Ochsner, ATZ, Dezember 1965.
15. G. SONTHEIMER : *Berechnung von geschichteten Halbelliptik-Blattfedern für Lastwagen und Omnibuss*, Teil, ATZ, Oktober, 1958.
16. G. SONTHEIMER : *Berechnung von geschichteten Halbelliptik-Blattfedern für Lastwagen und Omnibus*, Teil 2, ATZ, November, 1958.
17. * * * : *Cary laminaire. Suspension (Ingenious Convertion System for Sem-Elliptik Springs, Providing a Progressive Rate Variation ;* Gool Results Obteined on Comercial and Other Vehicles), Automobile Engineer, April, 1960.

Bibliografie

1. Academia Nauk S.S.S.R. Podveska avtomobilia, Moskva, 1951.
2. D. BOIANEGIU şa.: Elemente elastice de maşini, Editura Tehnică, Bucureşti, 1957.
3. I. DEUTSCH: Rezistenţa materialelor, vol. I şi vol. II, 1953.
4. M. M. FILONENCO: Cursul de Rezistenţa materialelor, partea I, Editura Tehnică, Bucureşti, 1951.
5. M. M. FILONENCO şa., Cursul de Rezistenţa materialelor, partea II, Editura Tehnică, Bucureşti, 1952.
6. M. M. FILONENCO, BORODICI: Teoria elasticităţii, Editura Tehnică, Bucureşti, 1952.
7. S. GROSS: Calculation Design of Metal Springs, Chapmann and Hall Ltd, London, 1955.
8. G. HERMANN: Maschinenelemente, Erster Band, Berlin-Gottingen-Heidelberg, 1950.
9. S. D. PONOMARIOV şa.: Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, Editura Tehnică, Bucureşti, 1956.
10. P. P. TROIOPOLSKI: Probleme plane în teoria elasticităţii, vol. II, Editura Academiei R.S.R., Bucureşti, 1956.
11. M. UNTARU: Teoria, calculul şi construcţia automobilelor, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1961.
12. D. URMA, GH. IONESCU: Arcuri pentru vehicule, Editura transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1951.
13. I. KERAVAL: Şoblonnes particuliers au véhicules de transport en commun, Ingenieurs de l'automobile, nr. 3, Mars, 1959.
14. W. LUSTIG: Die M.A.N. — Pressmulwagen System Osbiner, ATZ, Dezember 1965.
15. G. SONTHEIMER: Berechnung von geschränkten Wabenfjeder-Hinterfedern für Lastwagen und Omnibus, Teil, ATZ, Oktober, 1958.
16. G. SONTHEIMER: Berechnung von geschränkten Wabenfjeder-Hinterfedern für Lastwagen und Omnibus, Teil 2, ATZ, November, 1958.
17. * * *: Carg ionighiro, Suspensiee (Impentions Contrer on System for Sen-EF-Hiplik Springs, Proroding a Progressive Rate Variation; Cool Results Obtained on Commercial and Other Vehicles), Automobile Engineer, April, 1960.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAŞOV
Seria A — Mecanică
Vol. X — 1968

Tehnologia construcţiei de maşini

*

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAŞOV
Series A — Mechanics
Vol. X — 1968

The technology of mechanical engineering

*

BULLETIN DE L'INSTITUTE POLYTECHNIQUE — BRAŞOV
Serie A — Mecanique
Tome X — 1968

Technologie de construction des machines

*

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAŞOV
Serie A — Mechanik
Band X — 1968

Technologie des Maschinenbaues

*

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
Серия А — Механика
Том X — 1968

Технология машиностроения

REZULTATE NOI ALE ÎNCERCĂRILOR DE PUNERE ÎN EVIDENȚĂ A LIMITELOR GRĂUNȚILOR DE AUSTENITĂ PRIN ATAC CU SOLUȚII SATURATE DE ACID PICRIC ÎN APĂ ȘI CU ADAOS DE SUBSTANȚE DETERGENTE

PETRE TUDORAN

I. Introducere

Mărimea grăuntelui de austenită este o caracteristică importantă a oțelului. De mărimea grăuntelui de austenită depinde fineța structurii obținute după tratamentul termic și prin urmare proprietățile oțelurilor.

Importanța acestei caracteristici pentru proprietățile oțelurilor tratate termic a făcut ca în decursul timpului să se caute diverse metode de punere în evidență a limitelor grăunților de austenită în vederea determinării mărimii lor.

Cele mai importante metode utilizate azi pentru determinarea mărimii grăuntelui de austenită sînt cuprinse în STAS 5490—67.

Într-o serie de țări a început să se folosească în ultimul timp pentru punerea în evidență a limitelor grăunților de austenită metoda atacării probelor cu soluții saturate de acid picric în apă la care s-au adăugat substanțe detergente. Au fost utilizați în acest scop detergenții „Tipol" în Franța, „Alchilo" în Polonia, „Sintol" în U.R.S.S. [2].

Reactivi formați din soluții saturate de acid picric în apă cu adaos de detergenți au fost utilizați și în R. D. Germană [3] și Japonia [4].

În țara noastră primele încercări de punere în evidență a limitelor grăunților de austenită prin atac cu astfel de reactivi au fost comunicate în [5].

Rezultatele comunicate au arătat că utilizarea reactivilor formați din soluții saturate de acid picric în apă cu adaos de extract de detergent românesc „Alba" (alchil-acril sulfonat) permite punerea în evi-

denţă a limitelor grăunţilor de austenită atît în oţelurile carbon cît şi în oţelurile aliate, cele mai bune rezultate obţinîndu-se prin aplicarea acestei metode la oţelurile aliate.

Din [5] a reieşit de asemenea că metoda atacului cu reactivi formaţi din soluţii saturate de acid picric în apă cu adaos de substanţe detergente prezintă, faţă de restul metodelor utilizate în scopul evidenţierii mărimii grăunţilor de austenită, avantajul că este mai simplă, mai rapidă şi poate fi aplicată la o gamă mai largă de mărci de oţeluri.

Din cele de mai sus reiese în mod clar în evidenţă faptul că atacul probelor cu reactivi formaţi din soluţii apoase de acid picric cu adaos de substanţe detergente se impune ca o metodă actuală şi de viitor pentru determinarea mărimii grăuntelui de austenită.

În forma în care se aplică în momentul de faţă în diferite ţări, această metodă, pe lîngă avantajele certe pe care le oferă, nu este lipsită însă de multe neajunsuri. Aşa de exemplu utilizarea ei la oţelurile carbon nu dă rezultate tot aşa de bune ca la oţelurile aliate. În cazul cînd atacul se efectuează la temperatura ordinară rezultatele obţinute sînt mult sub nivelul celor care se obţin la utilizarea reactivului încălzit la 60°C.

Toate acestea arată necesitatea perfecţionării metodei în sensul experimentării unor noi detergenţi şi a precizării condiţiilor concrete de atac al probelor cu aceste compoziţii noi de reactivi.

II. Scopul şi metodica lucrării

Scopul prezentei lucrări este cercetarea posibilităţilor de punere în evidenţă a limitelor grăunţilor de austenită prin atac cu soluţie saturată de acid picric în apă şi adaos de detergent OP-10.

Detergentul OP-10 este un emulgator produs în U.R.S.S. şi utilizat şi la noi în ţară în industria chimică. El se obţine ca produs al condensării polifenolilor cu oxid de etilenă şi în comerţ este cunoscut sub denumirea de detergent neionogen OP-10. Pentru acest gen de detergenţi, literatura indică ca formulă generală $ROCH_2\ (CH_2OCH_2)_n\ CH_2\ OH$, în care R este patent şi nu se cunoaşte.

În cadrul lucrării se urmăreşte de asemenea stabilirea condiţiilor optime de atac prin utilizarea acestui reactiv pentru evidenţierea limitelor grăunţilor de austenită din diferite mărci de oţeluri.

Avîndu-se în vedere faptul că temperatura reactivului are influenţă asupra procesului de scoatere în evidenţă a limitelor grăunţilor de austenită, încercările au fost efectuate cu reactiv aflat la temperatura ordinară şi cu reactivul încălzit la temperatura de 60°C.

Pentru încercări au fost utilizate probe din oţelurile carbon OLC15 şi OSC7 şi din oţelurile aliate 15CO8, 13CN30, 21MoMC12, 28TMC12 şi 40C10.

Conform datelor publicate în literatură [2], [3], [5], [6], starea în care se află oţelul are şi ea influenţă asupra rezultatului atacului cu reactivi în privinţa evidenţierii limitelor grăunţilor.

Unii autori [2], recomandă a fi supuse atacului probe călite în timp ce alţii [3], [6], recomandă a fi utilizate pentru atac în scopul evidenţierii limitelor grăunţilor probe călite şi revenite.

Pentru a stabili starea în care trebuie să se afle probele în cazul atacului lor cu reactiv format din soluţie saturată de acid picric în apă cu adaos de detergent OP-10, din fiecare marcă de oţel au fost supuse atacului probe recoapte, călite, călite şi revenite la 250° C şi călite şi revenite la 500°C. Călirile s-au efectuat de la temperaturile obişnuite de călire şi în mediul indicat pentru oţelul respectiv. Duratele revenirilor la 250°C şi 500°C au fost de cîte 15 min.

Schema încercărilor probelor din diferite mărci de oţeluri este dată în tabelul 1.

Duratele de atac au fost de maximum 30 minute în cazul utilizării reactivului la temperatura ordinară şi de maximum 15 minute în cazul utilizării reactivului încălzit la temperatura de 60° C, urmărindu-se pentru fiecare caz în parte durata optimă de atac necesară pentru evidenţierea în bune condiţii a limitelor grăunţilor de austenită.

După atac probele au fost supuse examenului la microscop.

În fig. 1—5 sînt date micrografiile unora din structurile obţinute prin atac cu astfel de reactivi.

III. **Rezultatele obţinute**

Din experienţele efectuate a reieşit că evidenţierea limitelor grăunţilor de austenită prin atac cu soluţie saturată de acid picric în apă şi adaos de detergent OP-10 depinde de o serie de factori cum sînt : **a)** marca oţelului, **b)** procentul de adaos de detergent din reactiv, **c)** temperatura reactivului şi **d)** starea în care se află oţelul.

Aşa după cum reiese din datele prezentate în tabelul 1 şi în micrografiile din fig. 1—5 :

a) Marca oţelului influenţează capacitatea de evidenţiere a limitelor grăunţilor de austenită în sensul că evidenţierea se produce în condiţii bune la oţelurile aliate şi relativ slab la oţelurile carbon.

La oţelurile aliate au fost obţinute evidenţieri bune ale limitelor grăunţilor de austenită capabile să permită măsurarea mărimii lor la toate mărcile studiate şi anume atît la oţelurile de cementare cît şi la cele de îmbunătăţire. Cele mai clare evidenţieri ale limitelor grăunţilor au fost obţinute însă la oţelurile aliate de cementare şi anume la mărcile 15CO8, 13CN30, 21MoMC12 şi 28 TMC12. Micrografiile acestor oţeluri sînt date în fig. 1—5.

La oţelurile carbon cercetate (OLC15 şi OSC7) evidenţierea limitelor grăunţilor a fost dificilă şi ea a reuşit în condiţii oarecum satisfă-

Tabelul 1

Duratele de atac necesare pentru punerea în evidență a limitelor foștilor grăunți de austenită prin atac cu reactivi formați din soluție saturată de acid picric în apă cu adaos de detergent OP-10

Marca oțelului și tratamentul termic aplicat	Reactivul utilizat și condițiile de atac	Soluție saturată de acid picric în apă cu adaos de detergent neionogen OP-10			
		cu 1% detergent OP-10 la temperatura de		cu 2% detergent OP-10 la temperatura de	
		20 °C	60 °C	20 °C	60 °C
OLC15	Stare de livrare (recopt)	—	—	—	—
	Călit de la 885° în apă	—	—	—	5 min.
	Călit și revenit la 250°	—	—	—	5 min.
	Călit și revenit la 500°	—	—	—	5 min.
OSC7	Stare de livrare (recopt)	—	—	—	—
	Călit de la 800° în apă	—	—	—	2 min.
	Călit și revenit la 250°	—	—	—	2 min.
	Călit și revenit la 500°	—	—	—	2 min.
15CO8	Stare de livrare (recopt)	—	—	—	—
	Călit de la 865° în apă	—	5 min.	—	2 min.
	Călit și revenit la 250°	—	5 min.	—	2 min. (Fig. 1)
	Călit și revenit la 500°	—	5 min.	—	2 min.
13CN30	Stare de livrare (recopt)	—	—	—	—
	Călit de la 850° în ulei	—	3 min.	—	3 min. (Fig. 2)
	Călit și revenit la 250°	—	3 min. (Fig. 3)	—	3 min.
	Călit și revenit la 500°	—	3 min.	—	3 min.
21MoMC12	Stare de livrare (recopt)	—	—	—	—
	Călit de la 835° în ulei	—	6 min.	—	3 min.
	Călit și revenit la 250°	—	6 min.	—	3 min.
	Călit și revenit la 500°	—	6 min.	—	3 min. (Fig. 4)
28TMC12	Stare de livrare (recopt)	—	—	—	—
	Călit de la 880° în ulei	—	8 min.	—	2 min. (Fig. 5)
	Călit și revenit la 250°	—	8 min.	—	2 min.
	Călit și revenit la 500°	—	8 min.	—	2 min.
40C10	Stare de livrare (recopt)	—	—	—	—
	Călit de la 840° în apă	—	4 min.	—	3 min.
	Călit și revenit la 250°	—	4 min.	—	3 min.
	Călit și revenit la 500°	—	4 min.	—	3 min.

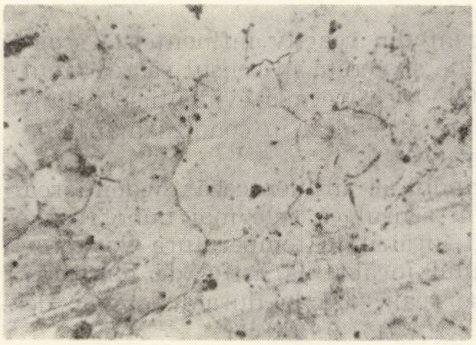


Fig. 1.

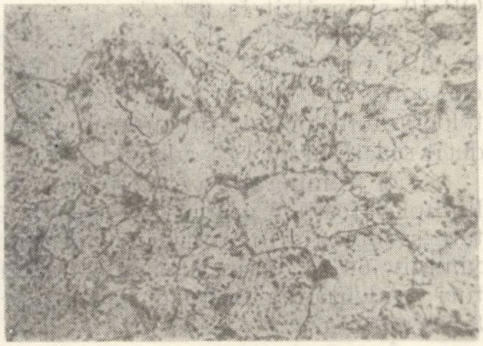


Fig. 2.

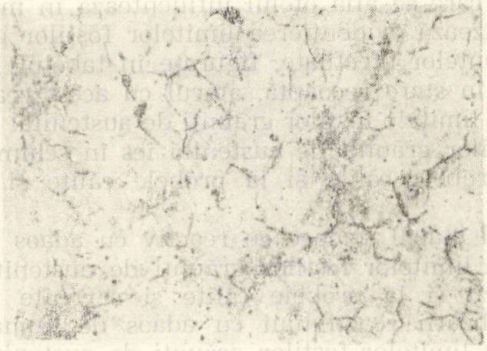


Fig. 3.

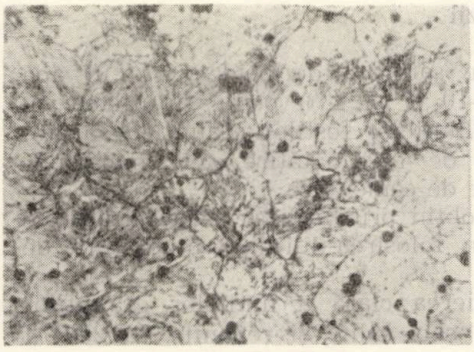


Fig. 4.

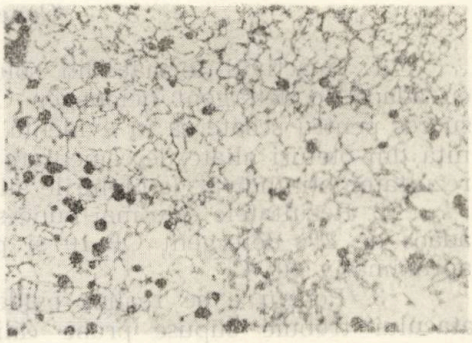


Fig. 5.

cătoare numai în cazul utilizării reactivului cu adaos de 2% detergent OP-10 și încălzit la 60° C.

b) Procentul de adaos de detergent din reactiv influențează scoaterea în evidență a limitelor grăunților de sustenită în sensul că reactivul cu adaos de 2 % și de detergent OP-10 a permis evidențierea limitelor grăunților într-un timp mai scurt și în general în condiții mai bune decît reactivul cu 1 % adaos de detergent OP-10.

c) Temperatura reactivului la rîndul ei influențează evidențierea limitelor foștilor grăunți de austenită în sensul că cele mai bune rezultate se obțin prin utilizarea reactivului încălzit la temperatura de aproximativ 60° C. Prin utilizarea reactivului încălzit la astfel de temperaturi evidențierea limitelor grăunților se realizează la durata de atac de 8—2 minute.

În cazul utilizării reactivului la temperatura ordinară evidențierea limitelor grăunților nu s-a produs nici la durate de 30 de minute, care în experiențele noastre au fost duratele maxime de menținere a probelor în reactiv.

d) Starea în care se află oțelul influențează în mod hotărîtor modul în care se realizează evidențierea limitelor foștilor grăunți de austenită. Datele experiențelor efectuate, figurate în tabelul 1 arată că atunci cînd oțelul se află în stare recoaptă, atacul cu acest reactiv nu reușește să pună în evidență limitele foștilor grăunți de austenită.

Limitele foștilor grăunți de austenită ies în schimb în evidență în bune condiții la probele călite și la probele călite și revenite la 250 și 500° C.

În cazul cînd atacul se face cu reactiv cu adaos de 2% detergent OP-10, evidențierea limitelor foștilor grăunți de austenită este clară atît la probele călite cît și la probele călite și revenite la 250° și 500°.

În cazul utilizării reactivului cu adaos de numai 1% detergent OP-10, evidențierea limitelor foștilor grăunți de austenită este clară atît 250° C. La probele călite și revenite la 500° C evidențierea limitelor grăunților a fost de calitate mai slabă.

Concluzii

1. Reactivul format din soluție saturată de acid picric în apă cu adaos de detergent neionogen OP-10 (1 și 2%) poate fi utilizat cu succes pentru scoaterea în evidență a limitelor foștilor grăunți de austenită din oțeluri aliate de cementare și de îmbunătățire, cele mai bune rezultate obținîndu-se la oțelurile aliate de cementare.

2. Rezultatele cele mai bune se obțin prin utilizarea reactivului cu adaos de 2% detergent OP-10 și prin folosirea lui la temperatura de aproximativ 60° C.

3. Pentru a se realiza evidențierea clară a limitelor grăunților atacului trebuie supuse probe călite sau călite și revenite la 250° C sau 500° C.

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Ergebnisse über das Sichtbarmachen der Austenit-Korngrenzen durch Angreifen mit in Wasser gesättigten Pikrinsäure-Lösungen und Zugabe von OP-10 Waschmittel bekanntgemacht.

Die Versuche wurden auf C—Stählen OLC-15 und OSC 7 und auf legierten Stählen 15CO8, 13CN30, 21M$_0$MC12, 28TMC12 und 40C10 gemacht.

Gute Ergebnisse wurden durch das Anwenden dieser Methode bei Legierten Stählen und im besondern bei legierten Einsatzhärtestählen erzielt, bei welchen das Siehtbarmachen der Austenit- Korngrenzen durch Angreifen mit einem Reactiv mit 2 %-igem OP-10 Waschmittelgehalt, auf 60° C erhitzt, in 2—3 Minuten erreicht werden kann, woraus ein ersichtlicher Vorteil den restlichen, bis zur Gegenwart gebrauchten, Methoden zur Bestimmung der Austenit-Korngrösse, hervorgeht, die eine Dauer von Stunden verlangten und im allgemeinen kompliziertere Arbeitsgänge.

In der Arbeit werden auch die optimalen Angreifbedingungen und der Zustand, in welchem der Stahl Behandlungen mit solchen Reaktiven ausgesetzt wird, bekanntgegeben.

Резюме

В работе сообщаются результаты по выявлению границ бывших зёрен аустенита действием насыщенного водянного раствора пикриновой кислоты с добавкой моющего вещества OP — 10.

Действию этого реактива подвергались углеродистые стали OLC 15 и OSC 7 и легированные марки стали : 13CN30, 21 MoMC12, 28 TMC 12 и 40 C 10.

Хорошие результаты были получены при применении этого метода у легированных сталей и особено у легированных цементующих сталей, у которых выявление границ бывших зерен аустенита действием реактива с добавкой 2% моющего вещества OP — 10 при температуре 60°C длится всего 2—3 мин., в отличие от других методов выявления границ аустенитного зерна, которые требуют для выявления намного больше времени (порядка часов) и более трудних операций.

В работе сообщаются также оптимальные условия атаки и состояние в которое должна находится сталь подвергаемая атаке этими реактивами.

Bibliografie

1. STAS 5490-67
2. KRASNOVA A. K., SMIRNOVA A. V., VOLKOVA L. A. : *„Novîe metodî ispîtanii metallov, II“* Sbornik trudov, TNIICM, Vîpusk 32, Moskva, Metallurghizdat, 1963, p. 51—55.
3. SKUIN KONRAD : *„Neue Hütte“* 1965, 10, nr. 8, p. 477—490.
4. HOMMA RESUKE, TABE HIROSUKE, IAMOSITA TAMAO : *„Tetsu to hagané, J. Iron and Steel Inst. Japan“* 1965, 51, nr. 5, p. 1069—1071.
5. TUDORAN P. : *„Metalurgia“* nr. 2, 1968.
6. CERTOV V. M., POSTÎKA V. V. : *„Zavodskaia laboratoriia“* 1961, 27, nr. 11, p. 1429.

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Ergebnisse über das Siebbarmachen der Austenit-Korngrenzen durch Anreichern mit in Wasser gesättigten Ethylsulfon-Lösungen und Zugabe von OP-10 Waschmittel bekanntgemacht.

Die Versuche wurden auf C—Stählen OLC 15 und OSC 7 und auf legierten Stählen 18CG8, 18CN30, 21MnMCr2, 28TMC12 und 40C10 gemacht.

Gute Ergebnisse wurden durch das Anwenden dieser Methode bei legierten Stählen und im besonderen bei legierten Einsatzhärtestählen erzielt, bei welchen das Siebbarmachen der Austenit- Korngrenzen durch Angreifen mit einem Reaktiv mit 2%-igem OP-10 Waschmittelgehalt, auf 60 C erhitzt, in 2—3 Minuten erreicht werden kann, worauf ein erschöpfender Vorteil den Reaktiven, bis zur Gegenwart gebrauchten, Methoden zur Bestimmung der Austenit-Korngrenzen, hervorzeichnet, die eine Dauer von Stunden verlangten und im allgemeinen kompliziertere Arbeitsgänge.

In der Arbeit werden auch die optimalen Angreifbedingungen und der Zustand, in welchem der Stahl Behandlungen mit solchen Reaktiven ausgesetzt wird, bekanntgegeben.

Резюме

В работе сообщаются результаты по выявлению границ бывших зерен аустенита действием насыщенного водяного раствора диэтилсульфона с добавкой моющего вещества ОП — 10.

Действие этого реактива подтверждено хорошими стали OLC 15 и OSC 7 и легированные марки стали: 18CN30, 21 MnMCr2, 28 TMC 12 и 40 C 10.

Хорошие результаты были получены при применении этого метода у легированных сталей и особенно у легированных цементуюшиа сталей, у которых выявление границ бывших зерен аустенита действием реактива с добавкой 2% моющего вещества ОП — 10 при температуре 60°С длится всего 2—3 мин., в отличие от методов, требовавших границы аустенитного зерна, которые требуют для выявления значительное время (порядка часов) и более трудных операций.

В работе сообщаются также оптимальные условия атаки и состояние в котором должна находится сталь подвергаемая атаке этими реактивами.

Bibliografie

1. STAS 5100-67
2. KIASNOVA A. K., SMIRNOVA A. V., VOLKOVA L. A.: „Novye metody izuchenia metallov, IV" Sbornik trudov, TNITOM, Vypusk 32, Moskva, Metallurgizdat, 1963, p. 81—85.
3. SKUTN KONRAD: „Neue Hütte" 1963, 10, nr. 8, p. 477—480
4. HOMMA RESUKE, TAIRE HIROSUKE, LAMOSITA TAMAO: „Tetsu to hagane, J. Iron and Steel Inst. Japan" 1963, 61, nr. 5, p. 1069—1071
5. TUDORAN P.: „Metalurgia" nr. 2, 1969.
6. CERTOV V. M., POSTNIKA V. V.: „Zavodskaia laboratoria" 1961, 27, nr. 11, p. 1329.

UNELE CONSIDERAŢII ASUPRA PARAMETRILOR CONSTRUCTIVI ŞI FUNCŢIONALI AI MAŞINILOR DE FORMARE MF-11

VASILE VULCU, EMERIC JAKAB, ALEXANDRU CONSTANTINESCU

Sarcinile actuale şi de viitor care stau în faţa industriei noastre constructoare de maşini, fac ca problemele de utilare a sectoarelor calde să fie obiectul unor preocupări de prim ordin, în uzine, în institutele de cercetări, cît şi în cele de învăţămînt superior, aceasta ca o consecinţă directă a faptului că progresul tehnic în sectoarele calde nu poate fi conceput astăzi fără maşini şi utilaje moderne, condiţie esenţială a unei activităţi industriale eficiente.

Literatura de specialitate enumeră diverse exemple în care se demonstrează creşterea volumului producţiei, preciziei dimensionale şi a calităţii pieselor turnate, precum şi reducerea numărului de muncitori în cazul mecanizării proceselor de producţie. Pentru aceasta nu considerăm necesar să accentuăm în mod deosebit avantajele incontestabile ale mecanizării în toate domeniile tehnice, şi cu atît mai puţin în domeniul turnării unde necesarul de semifabricate turnate este în continuă creştere, iar marea majoritate a operaţiilor din cadrul procesului tehnologic de turnare necesită un volum mare de muncă, operaţii care prin specificul lor ridică probleme dificile în ceea ce priveşte mecanizarea.

Orientarea actuală în domeniul construirii şi perfecţionării agregatelor de formare este îndreptată înspre realizarea de maşini şi instalaţii care să permită : creşterea gradului de îndesare a amestecului în formă ; automatizarea operaţiilor de îndesare (de executare) a formelor şi miezurilor ; de întoarcere, asamblare, îngreunare, turnare, dezbatere etc.

În ţara noastră anul 1900 poate fi considerat anul cînd începe concepţia şi execuţia utilajelor de turnătorie, bineînţeles la început fiind vorba de utilaje simple, despre o activitate intensă în acest domeniu putem vorbi numai după anul 1956, cînd necesităţile economice şi dezvoltarea industriei au impus modernizarea turnătoriilor.

În prima parte aceste utilaje au fost construite de către uzine mari pentru nevoile proprii, printre care merită să fie menţionate Uzina „Tractorul" şi Uzinele de autocamioane — Braşov, Combinatul siderurgic Reşiţa, Uzinele „23 August" — Bucureşti, neputînd trece cu vederea contribuţia adusă de unele institute de cercetări în acest domeniu şi în special de către I.C.T.C.M.

Dar pentru a răspunde cerinţelor mereu crescînde de piese turnate trebuie să afirmăm că, actuala înzestrare nu în toate cazurile va permite realizarea acestor sarcini şi mai ales este greu de spus dacă produsele realizate ar corespunde din punctul de vedere al preciziei dimensionale şi al calităţii. Pentru a rezolva această problemă şi pentru a contribui la înzestrarea turnătoriilor cu utilaje, Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini a reprofilat una dintre marile uzine („Independenţa" Sibiu) avînd un nivel tehnic ridicat, introducîndu-i în planul de producţie o serie de utilaje pentru aceste secţii.

Pînă în prezent au fost proiectate de către I.C.T.C.M. o serie de maşini pentru îndesarea formelor şi a miezurilor, iar parte din ele au fost asimilate de către Uzina „Independenţa" Sibiu. În tabelul 1 sînt date caracteristicile tehnice ale maşinilor de formare, iar în cele ce urmează ne vom referi îndeosebi la maşina de formare MF-11, care este una dintre primele maşini construită de Uzina „Independenţa" Sibiu din seria maşinilor de formare.

Tabelul 1

Maşinile de formare prin scuturare şi presare construite sau în perspectivă a se construi la Uzina „Independenţa" Sibiu.

Date tehnice ale maşinilor	U/M	Tipo dimensiuni			
		MF-11	MF-13	MF-22	MF-41
Dimensiunea maximă a ramei	mm	500*	850*	850*	1260*
		425	600	600	1000
				340	300
Sarcina utilă la 6 kgf/cm²	kg	150	400	600	1500
Înălţimea de extragere a model.	mm	150	250	400	500
Forţa de presare la 6 kgf/cm²	kg	300	6300	1500	17170
Consum de aer/formă la 6 atm	1	35	60	—	—
Gabaritul maxim/lung. × înălţimea × lăţimea	mm	750	1070× 2855		×2050
Masa maşinii (greutatea)	kg	1060	3290	4416	10000
Presarea aerului la intrarea în maşină	atm	6—8	6—8	6—8	6—8
Numărul de cicluri pe oră		60—120	60—120	—	20—30
Suprafaţa pistonului de scuturare	cm²	143	—	—	—
Suprafaţa pistonului de presare	cm²	755	—	—	—
Unghiul de rotire a capului	grade	—	105	—	—

Este cazul să se amintească și faptul că în afara mașinilor date în tabelul nr. 1, uzina „Independența" produce, sau este în curs de a produce o serie întreagă de mașini de îndesare prin aruncare și prin împușcare, dar asupra acestora vom reveni în alte lucrări propuse a fi executate în anii următori.

De remarcat că în momentul cînd toate mașinile proiectate de I.C.T.C.M. vor fi omologate și produse, mare parte din necesitățile de utilaje de fomare vor putea fi satisfăcute fără a mai apela la produsele din import.

Considerentele care ne-au făcut să ne oprim în cadrul studiului nostru asupra mașinii MF-11, au fost mai multe. Amintim în primul rînd faptul că mașinile cu aceste caracteristici sînt cele mai frecvent întîlnite, atît la noi cît și în străinătate, aceasta pentru faptul că în planul de producție al turnătoriilor piesele cu dimensiuni reduse și deci greutatea mică predomină ca număr și ca mărime a seriilor. Pentru producerea nemecanizată a acestora pe lîngă un volum mare de manoperă, necesarul de suprafețe de producție este mult mai mare comparativ cu producția mecanizată. Iată deci principalul motiv pentru care considerăm justă asimilarea și producerea în țară a acestei mașini.

Trebuie, de asemenea, să remarcăm că aceste tipuri de mașini destinate executării formelor de gabarit redus, le întîlnim destul de frecvent ca elemente de bază, componente ale unor linii de formare automatizate. O vedere generală a mașinii de formare MF-11 este dată în fig. 1.

Mașina lucrează prin scuturare cu completarea îndesării prin presare la presiuni specifice reduse (2,19 kgf/cm^2, determinată pentru rame de 500×425×150 mm). Extragerea formei se face prin ridicarea acesteia pe patru știfturi comandate de un cilindru pneumatic plasat la partea inferioară a ansamblului — cilindru de scuturare și presare. Pentru extragerea modelului din formă fără a se produce deteriorarea acesteia, placa port model este vibrată, mașina fiind prevăzută cu un vibrator pneumatic cu berbec.

Mașina are sistemul de scuturare prevăzut cu amortizarea lovituri-lor prin intermediul unui arc spiral introdus într-un cilindru intermediar.

Comanda operațiilor poate fi efectuată manual sau automat (operație cu operație sau ciclu complet), sistemul de comandă fiind electric, iar acționarea pneumatică (și hidraulică). Partea electrică de comandă este plasată în afara mașinii, iar restul comenzilor sînt fixate în interiorul coloanei principale a acesteia, fiind în acest fel protejată atît împotriva loviturilor cît și a prafului. Tabloul de comandă este fixat în partea de sus o coloanei principale la stînga celui care deservește mașina.

Pentru a obține o creștere a preciziei dimensionale și a calității pieselor turnate pe plan mondial se observă în prezent tendința de a se proiecta și construi mașini de formare care să lucreze la presiuni specifice de presare ridicate, urmărindu-se prin aceasta o creștere a gradului de îndesare, a preciziei dimensionale și a calității suprafeței pieselor turnate.

Practica a arătat însă că la o creștere a presiunii specifice de presare peste 15—20 kgf/cm^2, nu se obține în toate cazurile o îmbunătățire

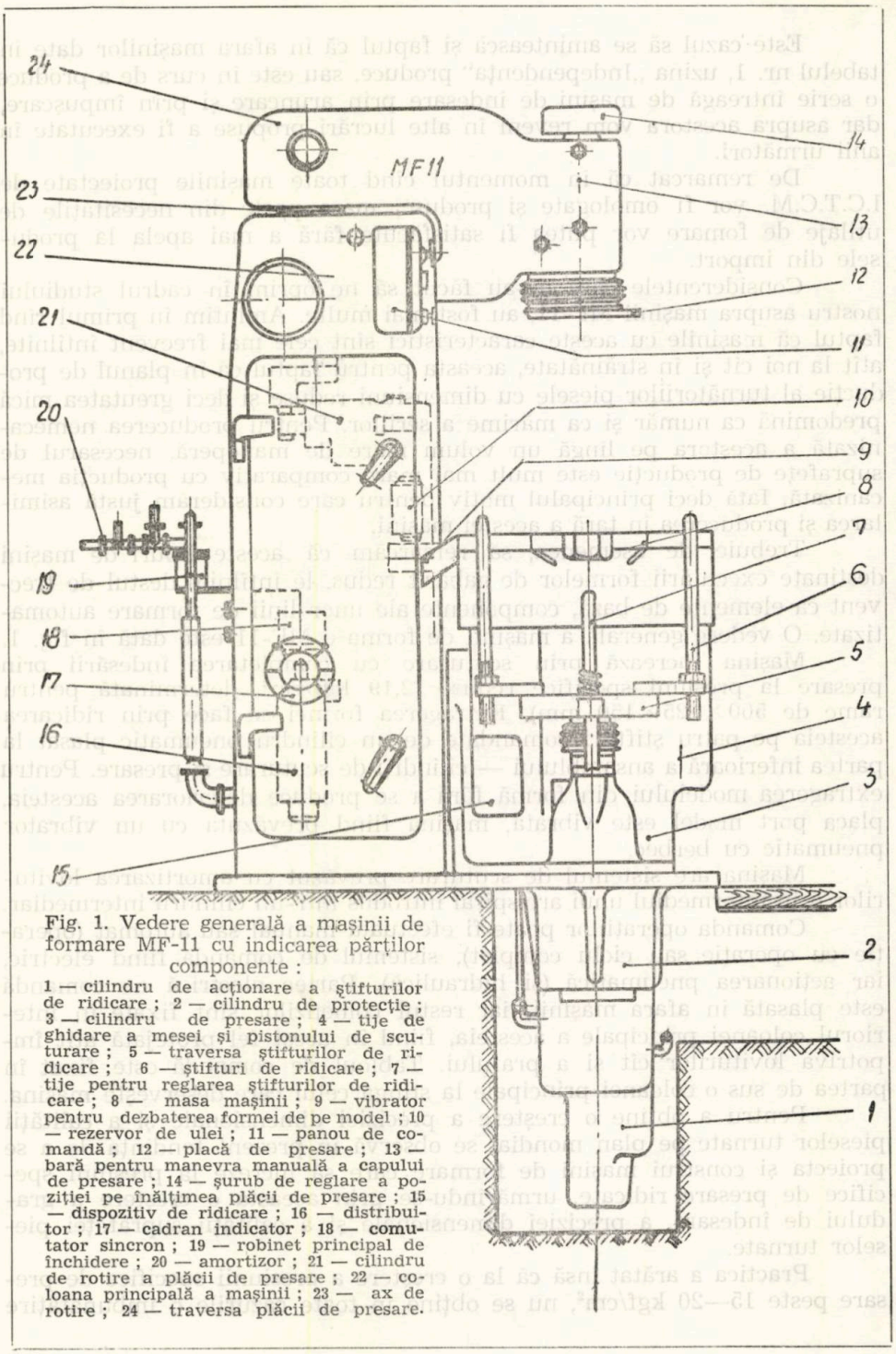


Fig. 1. Vedere generală a maşinii de formare MF-11 cu indicarea părţilor componente :

1 — cilindru de acţionare a ştifturilor de ridicare ; 2 — cilindru de protecţie ; 3 — cilindru de presare ; 4 — tije de ghidare a mesei şi pistonului de scuturare ; 5 — traversa ştifturilor de ridicare ; 6 — ştifturi de ridicare ; 7 — tije pentru reglarea ştifturilor de ridicare ; 8 — masa maşinii ; 9 — vibrator pentru dezbaterea formei de pe model ; 10 — rezervor de ulei ; 11 — panou de comandă ; 12 — placă de presare ; 13 — bară pentru manevra manuală a capului de presare ; 14 — şurub de reglare a poziţiei pe înălţimea plăcii de presare ; 15 — dispozitiv de ridicare ; 16 — distribuitor ; 17 — cadran indicator ; 18 — comutator sincron ; 19 — robinet principal de închidere ; 20 — amortizor ; 21 — cilindru de rotire a plăcii de presare ; 22 — coloana principală a maşinii ; 23 — ax de rotire ; 24 — traversa plăcii de presare.

a preciziei dimensionale și a calității suprafeței pieselor turnate, pe măsura eforturilor economice și a dificultăților tehnice pe care le întîmpinăm în cazul cînd dorim să lucrăm la aceste presiuni [3], [4], [5].

Acesta este motivul principal pentru care firmele constructoare de utilaj de turnătorie din străinătate au proiectat și produc în continuare mașini care lucrează la presiuni specifice de presare mici (2—3,5 kgf/cm^2) și medii (pînă la 10 kgf/cm^2).

Într-un viitor apropiat și la noi ar trebui să se pună neapărat problema producerii utilajului de formare care să lucreze la presiuni specifice de presare mai mari decît cele actuale, dat fiind efectul favorabil asupra calității și preciziei dimensionale al pieselor turnate.

Înainte de a trece la tratarea propriu-zisă a problemei, menționăm de la început că nu ne gîndim în nici un fel să subapreciem sau să minimalizăm eforturile proiectantului sau ale constructorului în ceea ce privește proiectarea și realizarea acestei mașini, care s-a făcut ținînd cont de performanțele unor mașini asemănătoare din străinătate, în multe privințe depășindu-le pe acestea. Dorim doar să ne aducem modesta contribuție dacă poate fi numită astfel, la perfecționarea parametrilor funcționali și constructivi ai mașinii, acestea pentru a se pune la îndemîna celor care lucrează în atelierele de formare, a unui agregat care să le permită reducerea într-un grad și mai mare a efortului fizic și creșterea substanțială a volumului producției cu îmbunătățirea corespunzătoare a calității pieselor turnate.

Mașina MF-11 a fost omologată și introdusă în planul de producție al uzinei „Independența" nu de mulți ani. De menționat însă că în exploatare nu în toate cazurile au fost obținute performanțele date de notița tehnică a mașinii, cauzele fiind mai multe, unele din ele se adresează proiectantului și constructorului dar multe din ele aparțin beneficiarului care așteaptă mereu utilaje din import fără a da prea multă atenție punerii în funcțiune a acestor mașini.

Mașina a fost studiată atît după proiectul de execuție cît și în exploatare la Uzina „Tractorul" Brașov, Uzina 2 Brașov, Uzina de reparații automotoare Brașov, Uzina de fier Vlahița etc.

Analizînd calitatea îndesării formelor realizate cu această mașină comparativ cu altele, constatăm că gradul de îndesare al amestecului în formă este mai uniform și am putea afirma chiar superior celui realizat cu mașini de formare de același tip dar de altă construcție.

În sprijinul acestei afirmații în fig. 2 sînt expuse valorile comparative ale gradului de îndesare obținut la îndesarea formelor de 500 × × 425 × 150 pe diverse mașini. Gradul de îndesare s-a măsurat pe suprafața de separație a formei precum și pe partea opusă a acesteia folosind șablonul dat în fig. 2, iar datele tehnice ale cilindrului și pistonului mașinilor pe care s-au efectuat încercările sînt date în tabelul nr. 2.

Comparînd rezultatele din fig. 3 a, b, c, rezultă că gradul de îndesare pe suprafața de separație realizat la îndesarea pe mașina de formare MF-11 este mai uniform, iar valoarea lui egală, sau mai ridicată în cazul cînd presarea se realizează folosind șocul care se poate obține prin reglarea supapei principale în mod corespunzător (fig. 6).

Gradul de îndesare obţinut pe suprafaţa de presare (fig. 3 d) este, de asemenea, uniform şi cu o valoarea corespunzătoare necesităţilor impuse de procesul tehnologic.

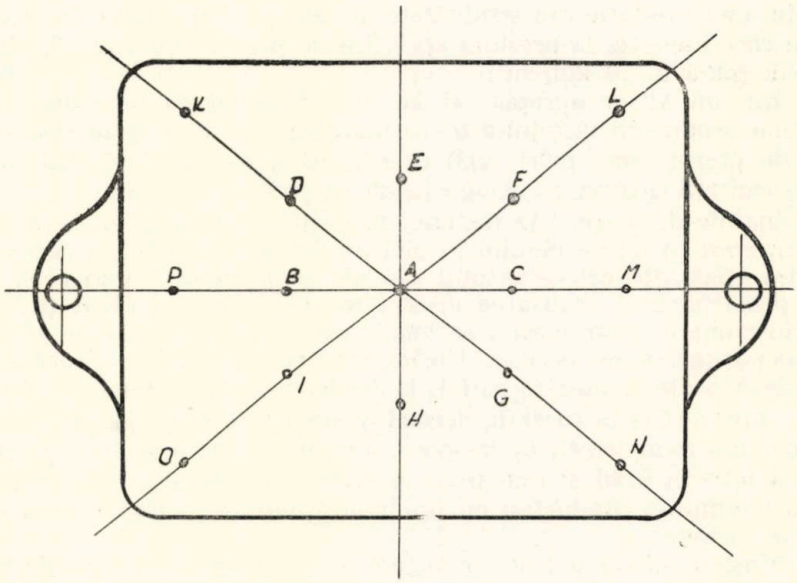


Fig. 2. Şablonul utilizat pentru măsurarea gradului de îndesare pe suprafaţa formei, cu respectarea locului de măsurare.

Din fig. 3c se mai observă că în cazul cînd la presare se foloseşte şocul suplimentar gradul de îndesare pe toată suprafaţa formei (inferioare şi superioare), mai mult chiar diferenţa între centrul formei şi extremitatea acesteia se reduce substanţial.

Tabelul 2

Caracteristicile tehnice ale maşinilor de formare utilizate în cadrul încercărilor comparative.

Datele tehnice ale părţilor active ale maşinilor de formare		
Tipul maşinii	$D^{mm}_{scuturaie}$	$D^{mm}_{presare}$
Înfrăţirea	100	375
Zimermman	145	300
MF-11	135	285

Această creştere a gradului de îndesare este favorabilă procedeului tehnologic de obţinere a pieselor turnate, dar rămîne de analizat dacă pentru funcţionarea maşinii, cît şi pentru productivitatea acesteia este recomandabilă utilizarea vibro-presării după operaţia de scuturare.

Dacă ne referim în continuare la perfecţionările care pot fi aduse maşinii MF-11, ele pot fi împărţite în două categorii, acelea care se referă la perfecţionarea parametrilor proiectaţi şi la modul de funcţionare.

Din prima categorie considerăm necesar a aminti turnarea mesei maşini corp comun cu pistonul de scuturare dintr-un material cu pro-

prietăţi mecanice inferioare solicitărilor la care sînt supuse aceste două organe în timpul funcţionării. Prelucrarea, mai ales la locul de trecere de la piston la masă este necorespunzătoare, trecerea bruscă constituind

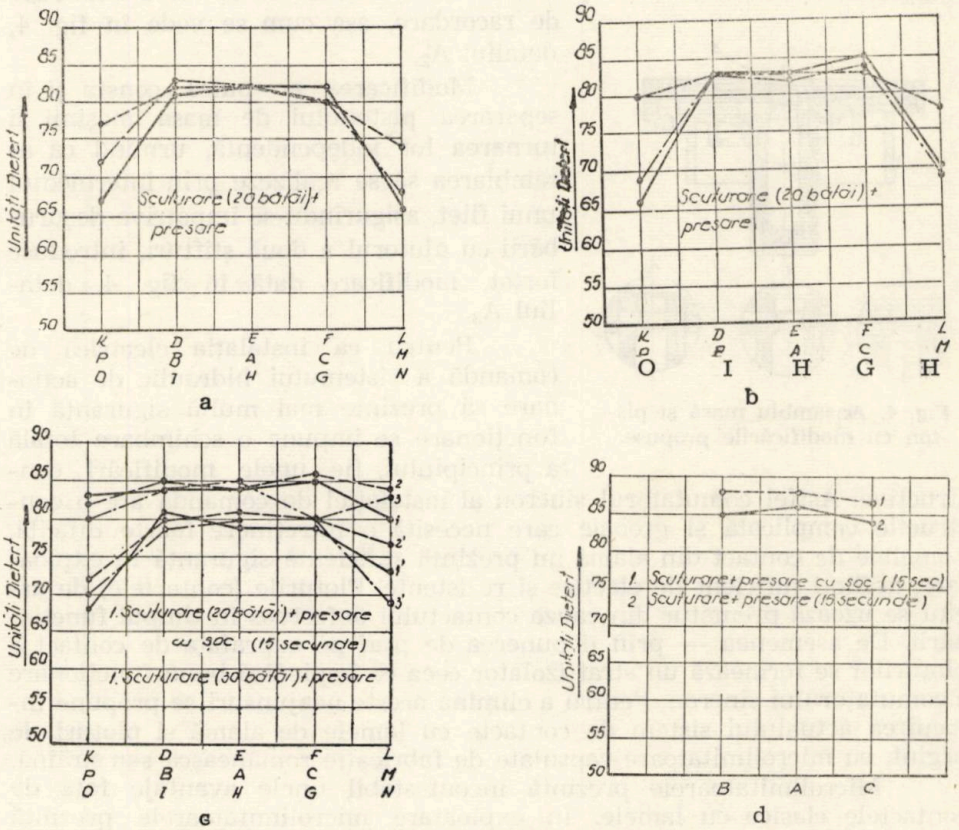


Fig. 3. Variaţia gradului de îndesare pe suprafaţa de separaţie a unor forme de îndesare pe maşina :
a — tip Înfrăţirea ; b — tip Zimmermann ; c — tip MF-11 ; d — tip MF-11 (gradul de îndesare măsurat pe suprafaţa superioară a formei).

în toate cazurile o amorsă a fisurilor şi ruperilor ce apar în această secţiune. Sînt destul de frecvente cazurile cînd în timpul funcţionării se rupe pistonul de scuturare de masa maşinii în secţiunea indicată în fig. 4, detaliul A_1 cu x—x.

De fapt această rupere apare şi pentru faptul că din punct de vedere tehnologic în secţiunea respectivă piesa prezintă un nod termic care după turnare şi în timpul solidificării conduce la apariţia unor tensiuni, retasuri, microretasuri şi fisuri care favorizează de fapt aceste ruperi.

Pentru a remedia acest neajuns se impune fie modificarea constructivă a ansamblului masă-piston, fie utilizarea unei fonte de cali-

tatea din care să se toarne aceste organe și bineînțeles o prelucrare mai îngrijită în aceste puncte puternic solicitate. Astfel se impune ca prelucrarea în secțiunea periculoasă (fig. 4 detaliu A_1 x—x) să nu se facă printr-o trecere bruscă de la piston la masă ci prin intermediul unei raze de racordare, așa cum se vede în fig. 4, detaliul A_2.

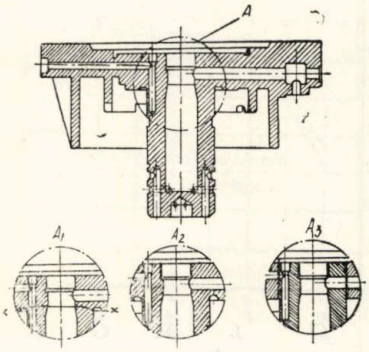


Fig. 4. Ansamblu masă și piston cu modificările propuse.

Modificarea ar putea consta și în separarea pistonului de masa mașinii și turnarea lor independentă, urmînd ca asamblarea să se realizeze prin intermediul unui filet, asigurîndu-se împotriva deșurubării cu ajutorul a două știfturi, introduse forțat, modificare dată în fig. 4, detaliul A_3.

Pentru ca instalația electrică de comandă a sistemului hidraulic de acționare să prezinte mai multă siguranță în funcționare se impune o schimbare totală a principiului, fie unele modificări constructive. Astfel comutatorul sincron al instalației de comandă are o construcție complicată și greoaie care necesită o întreținere foarte dificilă. Lamelele de contact din alamă nu prezintă suficientă siguranță în exploatare, nefiind suficient de elactice și rezistente. Ploturile (contactele) de argint se uzează prematur din cauza contactului defectuos în timpul funcționării. De asemenea — prin depunerea de praf pe suprafața de contact a ploturilor se formează un strat izolator ceea ce împiedică buna funcționare a comutatorului sincron. Pentru a elimina aceste neajunsuri se propune înlocuirea actualului sistem de contacte cu lamele de alamă și ploturi de argint, cu microlimitatoare capsulate de fabricație românească sau străină.

Microlimitatoarele prezintă incontestabil unele avantaje față de contactele clasice cu lamele. În exploatare microlimitatoarele prezintă o siguranță mai mare fiind garantate în același timp pentru un număr foarte mare de închideri și deschideri ale circuitului, ele sînt capsulate și pot lucra în bune condiții chiar în atmosfera cu praf a turnătoriilor.

Puterea curentului ce poate trece prin microlimitator este suficientă pentru acționarea sistemului de comandă al mașinii. De remarcat că prin folosirea microlimitatoarelor nu se modifică principial sistemul de lucru al comutatorului sincron, nefiind deci necesară modificarea integrală a instalației electrice a mașinii de formare.

Construcția unui comutator sincron cu microlimitatoare este simplă, ușor de realizat și de întreținut. Gabaritul comutatorului sincron astfel construit, așa cum se vede din fig. 5 a și b, nu depășește limitele vechiului comutator.

Din cauza trepidațiilor ce apar în timpul funcționării, supapa principală a sistemului de comandă hidraulic se dereglează frecvent, influențînd negativ funcționarea mașinii si în special obținerea unui grad de

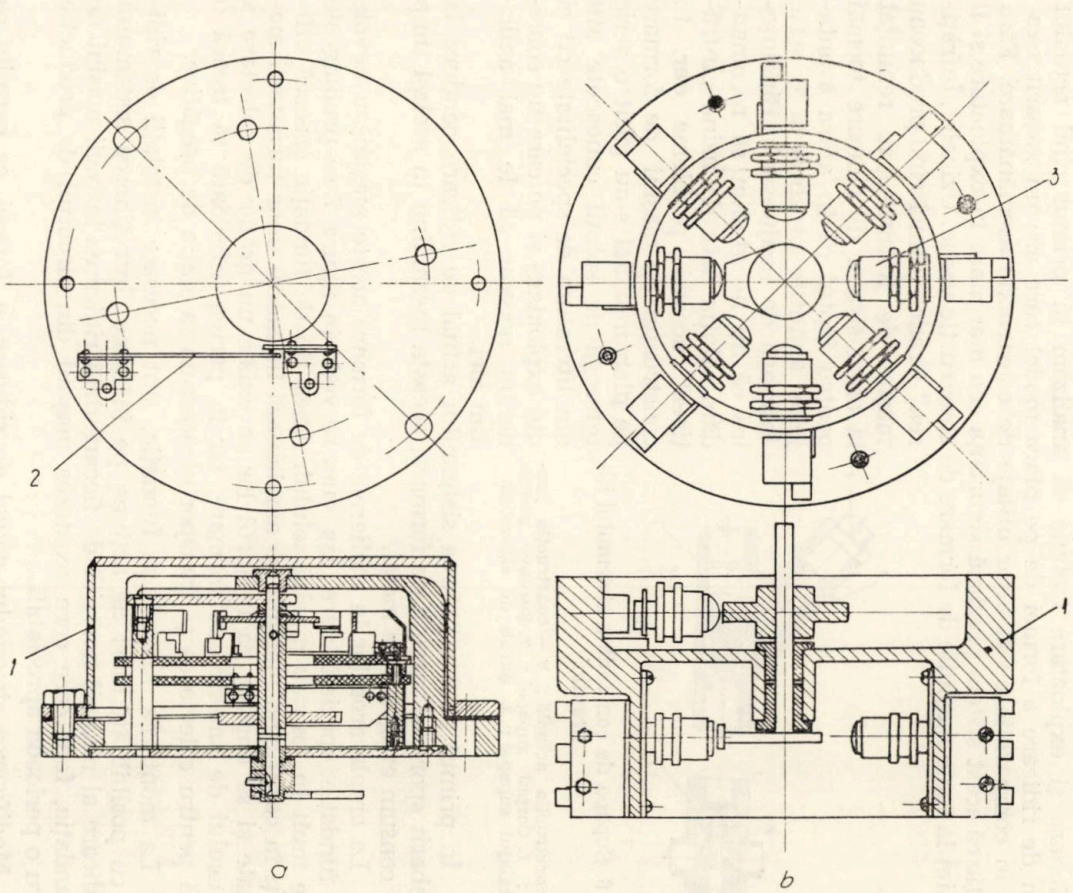


Fig. 5. Construcția comutatorului sincron : **a.** — sistemul actual și b — sistemul propus ;
1. — carcasa comutatorului ; 2. — lamelele de contact din alamă ; 3. — microlimitatoare capsulate.

îndesare corespunzător necesităţilor procesului tehnologic. Considerăm că şi sistemul din fig. 6 b ar prezenta mai multă siguranţă în exploatare în comparaţie cu cel actual (fig. 6 a) şi ar permite o reglare mai comodă a supapei.

Dacă analizăm perfecţionările din categoria celor ce se referă la funcţionare şi exploatare trebuie să analizăm în primul rînd actualul sistem de ridicare a formei de pe placa model care are un gabarit exagerat în comparaţie cu al altor utilaje de construcţie asemănătoare. Fără discuţie că acest sistem prezintă siguranţa cea mai mare în exploatare şi îl întîlnim la toate maşinile de formare de construcţie veche. Uzinele „Înfrăţirea" Oradea atunci cînd produceau maşini de formare, au renunţat la acest sistem de ridicare tocmai pentru faptul că în afara avantajelor amintite prezintă şi o serie întreagă de neajunsuri. Bineînţeles că nu ne gîndim să recomandăm soluţia dată de uzina „Înfrăţirea" acestei probleme dar, în construcţia de maşini de formare pe plan mondial s-au găsit o serie întreagă de soluţii cunoscute atît din literatura de specialitate cît şi din exploatare şi pe care nu considerăm necesar să le mai amintim aici.

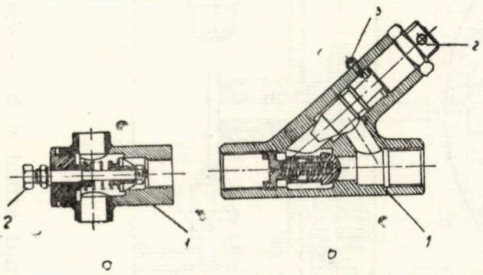


Fig. 6. Supapa de comandă a sistemului hidraulic.

a — construcţia actuală ; b — construcţia propusă ; 1. Corpul supapei ; 2. Şurubul pentru reglajul supapei ; 3. Şurub de siguranţă.

În primul rînd utilizarea sistemului actual de ridicare conduce la un gabarit sporit al maşinii de formare, aceasta însemnînd în acelaşi timp şi un consum exagerat de metal.

La amplasarea lor în atelierele de formare aceste maşini au nevoie de o fundaţie specială care aşa cum se vede în figura 7 se prelungeşte foarte mult în jos sub nivelul solului. Acest tip de fundaţie creează dificultăţi în cazul cînd maşinile se amplasează în cadrul unor turnătorii mecanizate şi se impune ca în jurul lor să existe un grătar de colectare a surplusului de amestec de formare, iar în partea inferioară să treacă o bandă pentru colectarea şi transportul acestuia la staţia de pregătire.

La montarea maşinii pe fundaţie, sînt necesare instalaţii de ridicare cu posibilităţi mari de acţiune pe înălţime. Întreţinerea sistemului de ridicare al maşinii necesită de fiecare dată ridicarea întregii maşini de pe fundaţie, fapt care cere scoaterea maşinii din circuitul de producţie pentru o perioadă apreciabilă.

Modificarea sistemului actual de ridicare a formei ar permite ca înălţimea maşinii să se reducă şi în special acea parte care se prelungeşte sub nivelul solului, prin aceasta eliminînd dezavantajele arătate mai sus şi în primul rînd acela legat de fundaţie şi întreţinerea sistemului de ridicare. În acest caz avînd posibilitatea ca montarea să se facă la nivelul solului pe o fundaţie puţin pretenţioasă arătată de altfel în fig. 7.

Noul sistem de ridicare a formei de pe model care se propune, constă, așa cum se vede în fig. 8, din doi cilindri hidraulici plasați lateral pe cilindrul de presare. Pentru sincronizarea întregului ansamblu al sistemului de ridicare între cele două tije ale pistoanelor se poate face legătura cu ajutorul unei axe și a unor pîrghii articulate, care sînt montate așa cum se vede în fig. 8. Dacă se asigură o precizie de prelucrare corespunzătoare a sistemului hidraulic de ridicare sistemul de sincronizare poate lipsi.

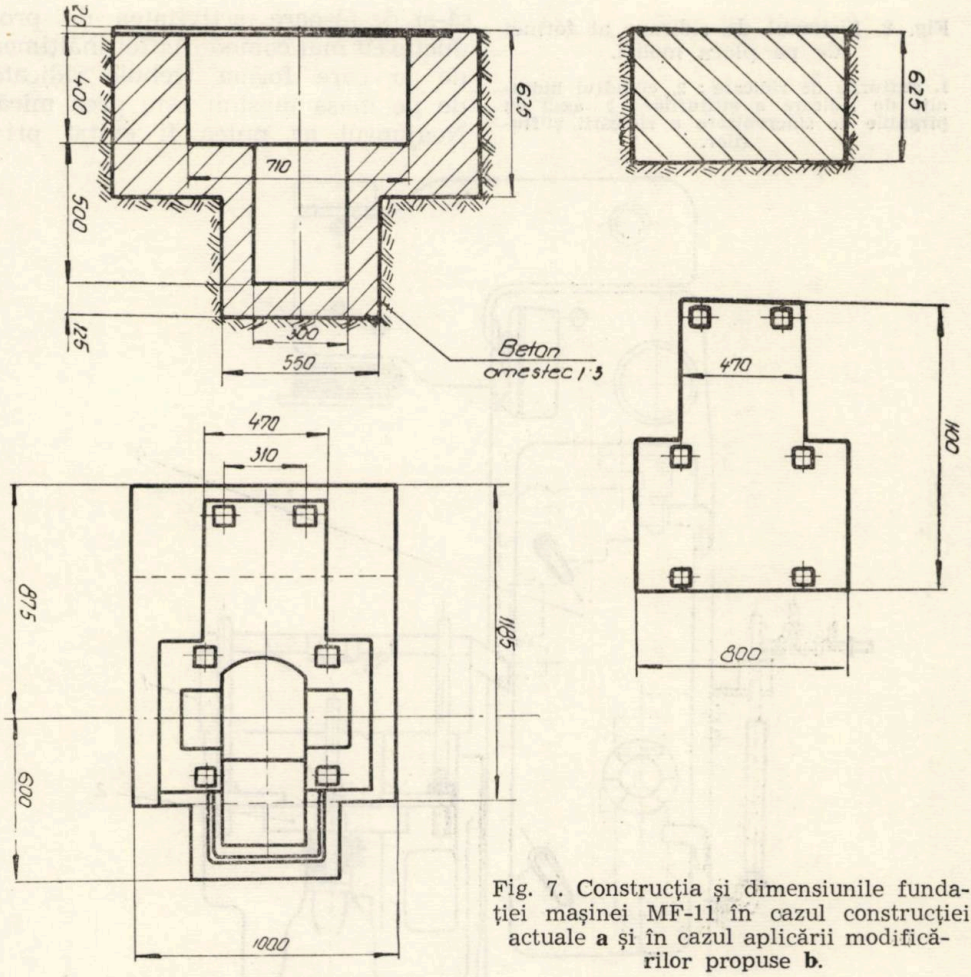


Fig. 7. Construcția și dimensiunile fundației mașinei MF-11 în cazul construcției actuale **a** și în cazul aplicării modificărilor propuse **b**.

Pentru a avea o imagine de ansamblu a aspectului general al mașinii de formare în situația cînd sistemul de ridicare este plasat în partea inferioară a cilindrului de presare și în partea laterală a acestuia să facem o comparație între situația dată de fig. 1 și aceea din fig. 9,

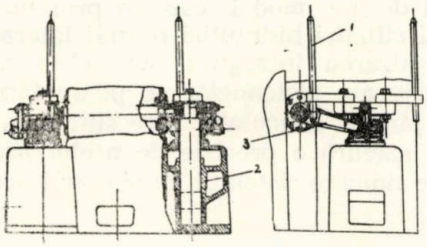


Fig. 8. Sistemul de ridicare al formei de pe placa model.

1. ştifturile de ridicare ; 2. cilindrul hidraulic de ridicare a ştifturilor ; 3. axul cu pîrghiile de sincronizare a ridicării ştifturilor.

cînd ne putem da mai perfect seama de avantajele pe care le prezintă aceste modificări din toate punctele de vedere.

O altă problemă care nu ar trebui pierdută din vedere în cazul cînd s-ar revedea proiectul maşinii de formare MF-11 este şi aceea a creării unor condiţii ca muncitorii să-şi desfăşoare activitatea de producţie cît mai comod. Astfel înălţimea de la care forma trebuie ridicată de pe masa maşinii este prea mică. Neajunsul ar putea fi evitat prin

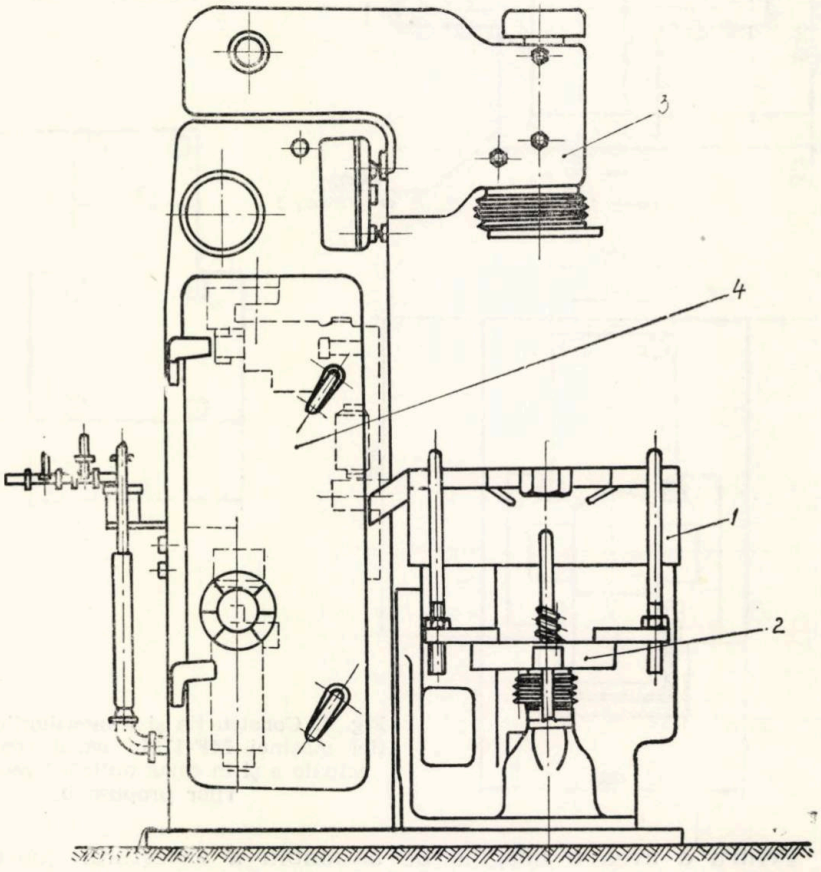


Fig. 9. Aspectul exterior al maşinii de formare MF-11 după ce sistemul de ridicare a fost modificat :

1 — ansamblu masă-piston ; 2 — sistemul de ridicare ; 3 — traversa cu placă de presare ; 4 — coloana principală a maşinii.

reducerea înălțimii întregului ansamblu cilindru și piston (de scuturare și presare) și mai ales prin reducerea înălțimii cilindrului intermediar, respectiv a sistemului de amortizare a vibrațiilor.

Înainte de a încheia, considerăm necesar să amintim că utilizarea unor materiale de calitate și a prelucrării atente a pieselor ce intră în componența mașinii MF-11, ar putea conduce la sporirea calității parametrilor constructivi și funcționali ai mașinii de formare, lucru ce s-ar reflecta pozitiv în calitatea produselor turnate.

De asemenea dacă s-ar urmări turnarea pieselor componente ale mișinii din materiale de calitate, greutatea acesteia ar putea fi redusă substanțial.

Pentru ca mașina MF-11 să poată îndeplini în mai bune condițiuni funcțiunea pentru care a fost proiectată și produsă, cît și pentru a întări și a crește încrederea beneficiarilor în produsele uzinei „Independența", se impune reproiectarea mașinii și perfecționarea parametrilor constructivi și funcționali ținînd cont de propunerile expuse în această lucrare și de acelea pe care diverși beneficiari le-au făcut în decursul timpului, avînd în vedere și faptul că mașina MF-11 este mult solicitată de atelierele de formare ale secțiilor de turnătorie.

Summary

In this work there makes an analysis of constructional and functional parameters of the forming machines MF-11 constructed by the works „Independența" Sibiu. This considerations are make on base of analysis of the project, of the machine and of the observations during operation. There are analysed in detail the constructive and functional particularities and there are gives some better solutions. The solutions given have the purpose to assure for this machine a construction on the level of some similar products from abroad and a maximum technological efficiency in operating.

Résumé

On y fait une analyse des paramètres constructifs et fonctionels des machines de formation du type MF-11 construites dans les usine „Independența" de Sibiu. Ces considerations sont faites ayant pour base l'analyse du project de la machine proprement dite et des observations pendant son fonctionnement dans le processus d'exploitation. On analyse les detailles constructives et fonctionnelles et on donne quelques solutions pour les amelioser.

Les solutions présentées ont pour but d'assurer à cette machine une construction semblable aux produits étrangers de ce type et nee efficience technologique maxime pendant l'exploitation.

Bibliografie

1. I.C.T.C.M. : *Studiul maşinilor de formare produse în străinătate* — 1966.
2. A. ADRIAN : *Situaţia actuală şi perspectivele de dotare a turnătoriilor cu maşini şi utilaje moderne.* Raport prezentat la „Conferinţa de turnătorie" din 12.05.1967 — Bucureşti.
3. V. VULCU, E. JAKAB : *Îndesarea formelor prin vibropresare la presiuni joase.* Metalurgia 2/1968.
4. I. CAZACU şi colectiv : *Contribuţii la studiul îndesării formelor prin vibropresare.* Lucrări ştiinţifice, vol. V, seria Mecanică, Institutul politehnic Braşov, 1962.
5. V. VULCU şi colectiv : *Contribuţii la studiul îndesării formelor prin vibropresare la presiuni ridicate.* Buletinul I. P. Braşov, nr. IX, seria Mecanică, 1967.
6. I. SIRKICH : *Jak pravocat o mecanizovaniych slévaranach.* SNTL Praha, 1963.
7. J. SIRKICH : *Slévárenstvi,* 11/1962, p. 412.
8. — *Notiţa tehnică a maşinii MF-11 şi catologul de produse al diverselor firme producătoare de utilaje de formare.*

INFLUENȚA MĂRIMII RELATIVE A GRĂUNȚILOR ASUPRA PROPRIETĂȚILOR TEHNOLOGICE ALE TABLELOR DE AMBUTISARE DIN OȚEL

CONSTANTIN WANYOREK

Scopul lucrării este de a se cerceta în ce măsură modificarea mărimii grăuntelui prin aplicarea de tratamente termice poate influența în bine proprietățile de deformare plastică ale tablelor de ambutisare din oțel. Această influență se presupune că va putea să se manifeste atît prin ameliorarea rezultatelor la probele de ambutisare Erichsen — sau după alt procedeu, mai sensibil — cît și prin schimbarea aspectului curbei efort-deformare la încercarea de rupere prin tracțiune, în sensul înlocuirii fenomenului de curgere printr-o tranziție continuă din domeniul de deformare elastică în domeniul de deformare plastică. Ambele influențe — enunțate aici sub forma de ipoteze — ar putea să apară ca o consecință directă a mărunțirii structurii prin tratamentul termic aplicat.

Pentru verificare s-a folosit tablă de ambutisare de 2 mm grosime marca TDA, avînd compoziția chimică în procente : 0,08 C, 0,48 Mn, urme de siliciu, 0,018 P și 0,022 S. Pentru a se garanta constanța condițiilor generale de compoziție, structură și trecut tehnologic al materialului supus încercării — s-a folosit o singură foaie de tablă din care s-au confecționat epruvete de ambutisare și de tracțiune orientate longitudinal (L) și transversal (T) față de direcția de laminare, cu care s-au efectuat :

— încercări mecanice : σ_r, σ_c, δ și înregistrarea diagramei $\sigma - \varepsilon$.

— încercări tehnologice : indicii de ambutisabilitate Erichsen (E) respectiv Engelhard-Gross (E—G) și forma curbei $\sigma - \varepsilon$ în zona de trecere din domeniul elastic în cel plastic, caracterizată cantitativ prin lungimea, în mm, a palierului (P).

— încercări microscopice : microfotografierea structurii și determinarea mărimii grăunților. Transformarea scării de granulație în dimensiuni absolute ale diametrului mediu al grăunților s-a făcut prin inter-

polare, folosind datele din [1]. Determinarea cementitei terţiare şi a nitrurilor nu s-a mai făcut, tabla fiind provenită dintr-un lot verificat, bun.

Încercările s-au efectuat pe epruvete aflate atît în starea iniţială de livrare, a tablelor cît şi după aplicarea unor tratamente termice variate, conform datelor înscrise în tabelele 1—2 şi 3—4.

După efectuarea încercărilor s-a urmărit ca între valorile numeroşilor parametri determinaţi să se caute corelaţia raţională, care să permită tragerea unor concluzii utile în două direcţii principale :

1. — ce este posibil de făcut pentru ameliorarea comportării la ambutisare a tablei de oţel, eventual prin aplicarea de tratamente termice.

2. — ce noi metode de recepţionare a tablelor de ambutisare se pot întrevedea, care să permită previziuni mai sigure asupra comportării lor la operaţia tehnologică de ambutisare — decît este posibil în prezent cu ajutorul încercării E sau şi altor metode, [2].

S-a presupus că în ambele privinţe mărimea grăuntelui, atît absolută, cît şi relativă — definită ca valoare a raportului dintre diametrul mediu al grăunţilor şi grosimea tablei — reprezintă unul dintre factorii influenţi importanţi care intervin în procesul de ambutisare.

Pentru motivarea acestor ipoteze [3] se compară deformarea unui agregat policristalin cu deformarea unui monocristal [4] figurile 1 şi 2. Deformarea monocristalului se efectuează prin mari alunecări anarhice, violente şi discontinue, sub formă de şocuri în zona de tranziţie elastic-plastic, generînd nu numai fenomenul de curgere şi palierul respectiv, ci implicit şi apariţia liniilor de curgere pe obiectul ambutisat, care reprezintă atît defecte estetice cît şi tehnologice (în cazul emailării, vopsirii etc.). Datorită caracterului anarhic, brusc, am spune spasmodic al modului cum se produce procesul de curgere macroscopică, acesta trebuie să aibă în mod previzibil o influenţă negativă asupra proprietăţilor de ambutisare ale tablei respective.

În anumite condiţii de microstructură deformarea unui agregat policristalin se produce, fără o curgere vizibilă în condiţiile de experimentare uzuale, printr-o trecere lină şi continuă în zona de tranziţie elastic-plastic, factor util atît pentru evitarea apariţei liniilor de curgere pe obiectele ambutisate, cît şi pentru ameliorarea posibilităţilor tehnologice intrinseci ale tablei de ambutisare. Suprimarea curgerii prin înlocuirea ei printr-o deformare continuă şi lină se explică prin aceea că în agregatul policristalin, cu cît acesta este mai fin în raport cu grosimea tablei (cu cît mărimea relativă a grăunţilor este mai mică) alunecările care se produc în fiecare cristal component, dar în direcţii mereu diferite de la un cristal la altul, se frînează reciproc, compensîndu-se la scara macroscopică încît deformarea globală a obiectului se produce fără discontinuităţi, ca la un corp cvaziomogen şi izotrop, chiar amorf, fig. 3.

În figurile 4 şi 5 s-a schematizat prin ipoteză corelaţia dintre mărimea absolută a grăuntelui, mag, şi mărimea relativă a grăuntelui, mrg, în două variante : fie a grăuntelui absolut constant, şi grăuntele relativ variabil, figura 4, — fie a grăuntelui absolut variabil şi grăuntele relativ constant, fig. 5, de unde rezultă o comportare la ambutisare mai

bună sau mai rea, principal egală — conform ipotezelor autorului — în toate cazurile cînd grăuntele relativ are aceeași valoare și anume o comportare cu atît mai apropiată de a monocristalului cu cît mrg este mai mare și cu atît mai similare cu deformarea unui corp izotrop sau amorf, cu cît mrg este mai mică.

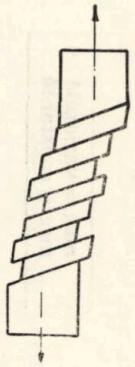


Fig. 1.

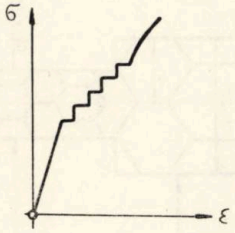


Fig. 2.

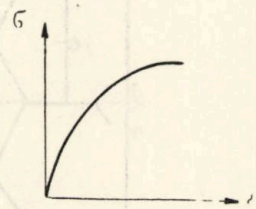


Fig. 3.

Pentru a se obține o bună comportare la ambutisare și totodată micșorarea sau chiar desființarea palierului, grăuntele real poate fi cu atît mai grosolan cu cît este mai groasă tabla și trebuie să fie cu atît mai fin cu cît e tabla mai subțire.

Pe baza acestor considerații se putea aștepta o influență favorabilă a afînării structurii prin tratamente termice, atît asupra proprietăților de ambutisare, evaluate prin indicele E sau E—G, cît și o influență favorabilă în privința dispariției palierului. Se putea gîndi la posibilitatea utilizării eventuale a grăuntelui relativ, respectiv și a mărimii palierului rezultat la proba de tracțiune, drept criterii pentru recepționarea tablelor de ambutisare.

Desfășurarea lucrărilor experimentale s-a făcut în două etape: prima reflectată în tabelele 1—2, a doua reprodusă în tabelele 3—4.

La probele de ambutisare E din prima serie s-a urmărit, ca în afară de determinarea indicelui de ambutisare să se examineze și aspectul liniilor de curgere din zona neambutisată, învecinată cu amprenta (devenite vizibile prin fisurarea pojghiței subțiri de oxizi care aderă pe tablă) cît și amplasarea rupturii din calota E — ambele caracteristice privite sub raportul orientării lor față de direcția fibrajului de laminare.

Orientarea liniilor de curgere, fig. 6, indică o influență clară a fibrajului, în timp ce modul anarhic, întîmplător, în care sînt dispuse rupturile din calota E, fig. 7, arată mica sensibilitate a acestei încercări față de particularitățile structurii cristaline a tablei și în mod special față de fibraj. Dar nici valorile indicelui de ambutisare E nu sînt mai expresive, ele nereușind să reflecteze existența sau inexistența palierului pe curba efort-deformare.

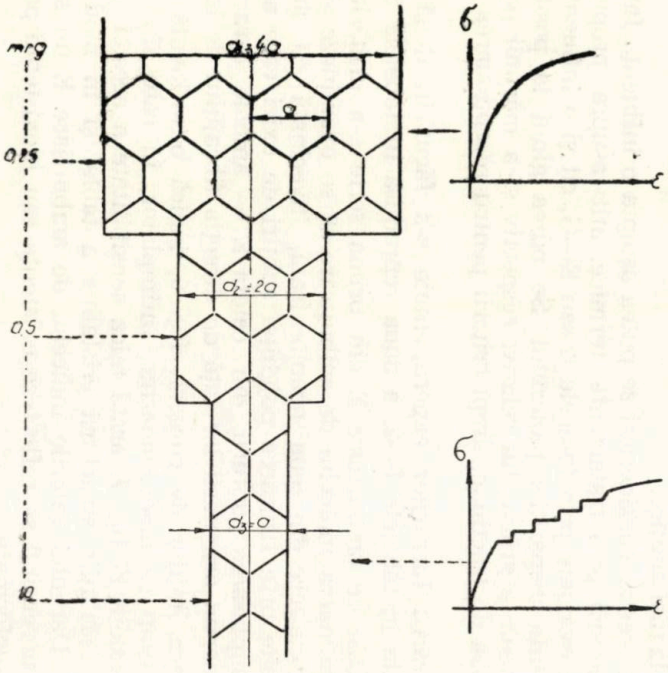


Fig. 4.

mag = variabilă
mrg = constantă

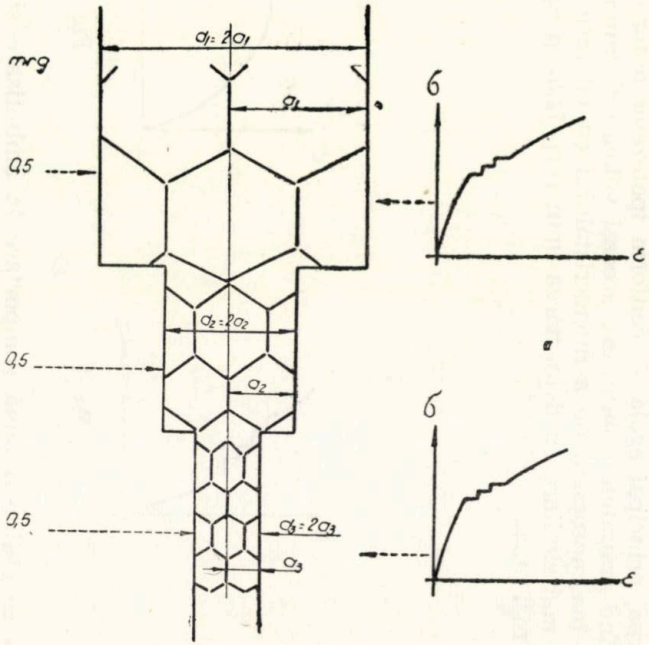


Fig. 5.

mag = variabilă
mrg = constantă

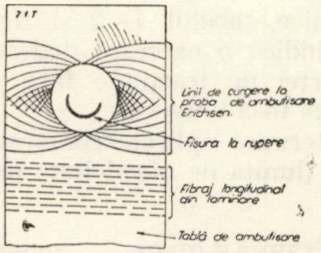

Unii de curgere la proba de ambutisare Erichsen
Fisura la rupere
Fibraj longitudinal din tăniere
Tablă de ambutisare

Fig. 6.

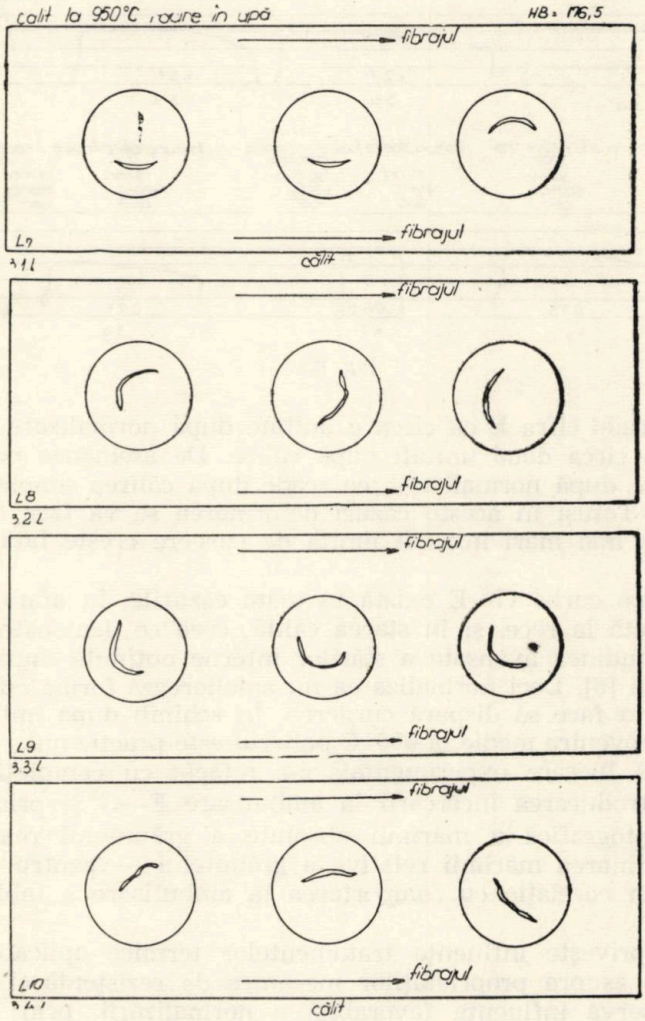

călit la 950°C, răcire în apă
HB = 176,5
fibrajul
fibrajul
L7
3 1 L
călit
fibrajul
fibrajul
L8
3 2 L
fibrajul
fibrajul
L9
3 3 L
fibrajul
fibrajul
L10
3 4 L
călit

Fig. 7.

Proprietăţile mecanice, tabelul 1—2 şi figura 8, determinate pe epruvetele de tracţiune, indică o oarecare dependenţă a valorilor înregistrate de orientarea forţei de tracţiune faţă de direcţia fibrajului. Această dependenţă nu este însă univocă.

Prin tratamentele termice aplicate conform tabelei 1—2, cresc în general limita de curgere (limita de plasticitate [5]), rezistenţa la rupere,

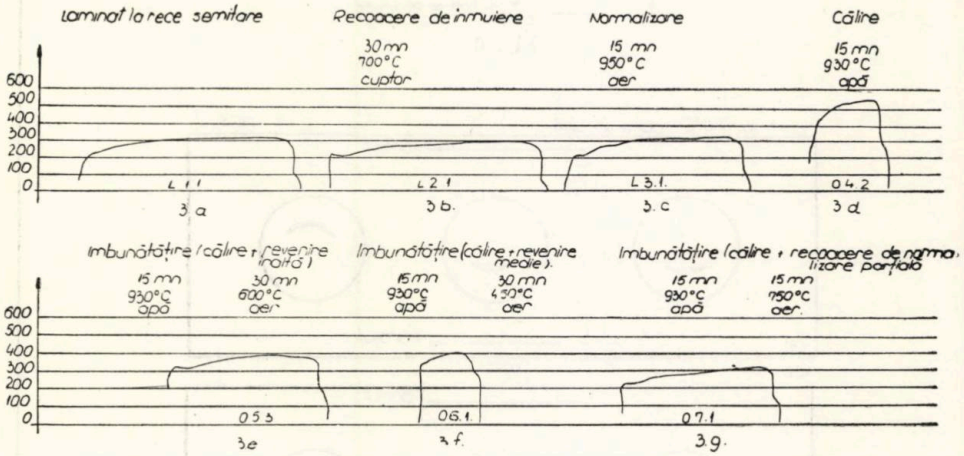


Fig. 8.

duritatea şi scade cifra E cu circa o unitate după normalizare sau îmbunătăţire şi cu circa două unităţi după călire. De asemenea creşte alungirea la rupere după normalizare, ea scade după călirea simplă sau după îmbunătăţire. Totuşi în aceste cazuri deformarea se va face cu eforturi de ambutisare mai mari întrucît limita de curgere creşte faţă de starea laminată.

Palier pe curba G—E există în toate cazurile, în afară de starea iniţială laminată la rece, şi în starea călită, ceea ce demonstrează odată în plus similitudinea avansată a stărilor interne obţinute după aplicarea acestor operaţii [6]. Deci normalizarea nu ameliorează forma curbei $\sigma - \varepsilon$ în sensul că nu face să dispară curgerea. În schimb după îmbunătăţirea prin călire şi revenire medie la 450° C palierul este practic nul.

Întreaga lucrare experimentală s-a refăcut cu completări importante prin introducerea încercării la ambutisare E—G şi prin determinarea microfotografică a mărimii absolute a grăuntelui real ca bază pentru determinarea mărimii relative a grăuntelui — pentru a se pune acest factor în corelaţie cu comportarea la ambutisare a tablelor. (vezi tabelul 3—4).

În ce priveşte influenţa tratamentelor termice aplicate conform tabelelor 3—4 asupra proprietăţilor mecanice de rezistenţă şi de plasticitate, se observă influenţa favorabilă a normalizării, prin care cresc rezistenţa la rupere cu cca 10 %, limita de plasticitate cu cca 20 %, în

Direcția epruvetelor	Nr. epruvetelor	Tratamente termice: Denumirea	τ_1 min.	t_1 °C	mediul de răcire	τ_2 min.	t_2 °C	mediul de răcire	Încercări mecanice, tracțiune: σ_r kgf/mm²	σ_c kgf/mm²	δ % la σ_c	δ % la σ_r	HB	Forma curbei $\frac{\sigma}{\varepsilon}$ în zona de tranziție P = palierul în mm	ambutisare Erichsen: indice	orientarea fisurii	Observații
Epruvete longitudinale	1L	Laminat	—	—	—	—	—	—	35,22	18,8	4,11	31,15	82	Fără palier	14,18	Amplasarea (forma și direcția) fisurii din calota Erichsen nu prezintă o orientare caracteristică în raport cu direcția fibrajului de laminare.	Cifrele trecute în tabel reprezintă media a patru observații.
	2L	Normalizat	30	950	Aer	—	—	—	35,55	23,82	10,11	36,9	102	P ~ 6 mm	13,36		
	3L	Călit	30	950	Apă	—	—	—	56,52	41,32	12,7	23,15	168	Fără palier	10,87		
	4L	Îmbunătățit (1)	15	950	Apă	30	650	Aer	39,2	36,1	13,6	21,6	112	P ~ 3	11,3		
	5L	Îmbunătățit (2)	15	950	Apă	30	450	Aer	41,11	31,05	17,5	22,5	122	P ~ 1	12,82		
Epruvete transversale	1T	Laminat	—	—	—	—	—	—	29,71	16,03	8,33	31,9	83	Fără palier	14,13		
	2T	Normalizat	30	950	Aer	—	—	—	33,21	19,86	11	38,3	99,5	P ~ 5	13,22		
	3T	Călit	30	950	Apă	—	—	—	56,56	41,57	17,02	19	176,5	Fără palier	11,01		
	4T	Îmbunătățit (1)	15	950	Apă	30	650	Aer	38	30,3	—	32,4	115	P ~ 3	11,5		
	5T	Îmbunătățit (2)	15	950	Apă	30	450	Aer	46,83	38,1	9,44	25,66	124	P ~ 1	11,1		

Direcţia epruvetelor	Nr. epruvetelor	Tratamente termice: Denumirea	τ_1 min.	t_1 °C	mediul de răcire	τ_2 min.	t_2 °C	Mediul de răcire	Grăuntele: mărimea ASTM mm (vezi tab. 5)	grosimea tablei mm	mărimea relativă a grăunţilor	Încercări mecanice — tracţiune: σ_r kgf/mm²	σ_c kgf/mm²	δ % la σ_r	HB	Forma curbei $\frac{\sigma}{\varepsilon}$ în zona de tranziţie P = palierul în mm	ambutisare Erichsen: indice	orientarea fisurii	Engelhardt-Gross: P_z	P_{ab}	indice $\frac{P_{ab}-P_z}{P_{ab}}$	Observaţii
Epruvete longitudinale	1 L	Laminat semi tare	—	—	—	—	—	—	4—5 / 0,077	2	0,038	30	17,7	37,8	79	Fără palier	12,5	Amplasarea (forma şi direcţia) fisurii din calota Erichsen nu prezintă o orientare caracteristică în raport cu direcţia fibrajului de laminare.	70,6	121,9	41,0	Cifrele trecute în tabel reprezintă media a patru observaţii.
	2 L	Recoacere de înmuiere	30	700	Cuptor	—	—	—	3—4 / 0,108	2	0,057	23,8	13,7	43,7	77	P ~ 6	11,9		58,5	117	41	
	3 L	Normalizare	15	950	Aer	—	—	—	4—5 / 0,077	2	0,038	30,1	19,6	42,5	88	P ~ 3	11,6		86	143	40	
	4 L	Călire	15	930	Apă	—	—	—	7—8 / 0,027	2	0,013	47	29,1	27,2	127,5	Fără palier	10		75	160	95	
	5 L	Îmbunătăţire (1)	15	930	Apă	30	600	Aer	6—7 / 0,038	2	0,019	35,7	29,7	29	95,5	P ~ 2,5	11,3		83,3	133	38	
	6 L	Îmbunătăţire (2)	15	930	Apă	30	450	Aer	5—6 / 0,053	2	0,027	37,9	31,8	23,5	125	Fără palier	11,5		58,5	137	37,6	
	7 L	Călire + recoacere	15	930	Apă	15	750	Aer	5—7 / 0,047	2	0,023	29,6	17,4	32,6	98,5	P ~ 3	11,25		74,5	125,2	41	
Epruvete transversale	1 T	Laminat semi tare	—	—	—	—	—	—	3—4 / 0,108	2	0,054	28,5	16,6	35,4	79	Fără palier	12,7		71	120	41	
	2 T	Recoacere de înmuiere	30	700	Cuptor	—	—	—	3—4 / 0,108	2	0,054	26,4	16,0	42	79	P ~ 6	11,2		70	119,5	41,4	
	3 T	Normalizare	15	950	Aer	—	—	—	5—7 / 0,047	2	0,024	28,4	18,8	33,3	78,5	P ~ 3	11,5		75,2	127	41	
	4 T	Călire	15	930	Apă	—	—	—	7—8 / 0,027	2	0,013	41,5	31,6	22	127,5	Fără palier	10		75	157,5	98,0	
	5 T	Îmbunătăţire (1)	15	930	Apă	30	600	Aer	5—6 / 0,033	2	0,027	30,6	21,2	33	103	P ~ 6,5	11,4		87	128,5	32,5	
	6 T	Îmbunătăţire (2)	15	930	Apă	30	450	Aer	6—7 / 0,038	2	0,019	36	26,6	30,6	99	Fără palier	11,4		79	139,5	42,5	
	7 T	Călire + recoacere	15	930	Apă	15	750	Aer	3—4 / 0,108	2	0,054	31	22	49	97	P ~ 6	11,35		81	124	34,5	

timp ce alungirea și indicele E—G se menţin constanţi în raport cu valorile din starea netratată termic, dar E scade cu cca o unitate. Tranziţia elastic-plastic se face cu un palier de lungime medie. Remarcabilă este influenţa favorabilă a călirii simple asupra valorii indicelui E—G, care creşte cu mai mult decît dublu, de la 40 la 90 de unităţi, dar totodată rezistenţa la rupere creşte în mod dezavantajos cu cca 30%, limita de plasticitate se dublează aproape, iar alungirea la rupere scade cu cca 25% în timp ce E scade de la 12,5 la 10 unităţi. Tranziţia elastic-plastic se face fără palier. Faţă de acest fapt pare evident că modificarea proprietăţilor materialului prin aplicarea de tratamente termice se reflectă mai complect şi mai realist prin variaţia valorilor indicelui E—G decît prin ale indicelui E. Proba E—G este mai sensibilă decît proba E.

În figura 9 se reprezintă sintetic corelaţia dintre indicele E—G, indicele E şi lungimea P a palierului din diagrama G—E — toate raportate în ordonată — în funcţie de mărimea absolută sau relativă a grăuntelui real, raportate în abscisă, datele referitoare la încercările făcute în sens longitudinal fiind marcate cu cerculeţe goale, cele privitoare la încercările făcute în sens transversal notîndu-se cu cerculeţe pline.

Se constată că în cazul tablei de 2 mm grosime, dimensiunea absolută de 0,045 mm, respectiv mărimea relativă a grăunţilor de 0,0225 mm/mm, este o valoare critică, în dreptul căreia curba de variaţie îşi schimbă brusc orientarea, către creşteri mari ale indicelui E—G în cazul valorilor sub 0,0225 mm/mm al diametrului grăunţilor, respectiv către creşteri foarte mici — practic nesemnificative — ale indicelui E—G în cazul valorilor mai mari decît 0,0225 mm/mm ale diametrului mediu al grăuntelui.

În ce priveşte palierul din zona de curgere a curbei G—E, fig. 8, determinarea mărimii lui este neprecisă şi supusă la mari fluctuaţii. Deşi absenţa lui — şi prin aceasta şi dispariţia curgerii pe diagrama G—E şi a liniilor de curgere pe produsul ambutisat — este în mod categoric o recomandare, mărimea palierului nu poate servi drept criteriu unic pentru aprecierea calităţilor de ambutisare ale tablei încercate. Aşa de pildă, valoarea 42 a indicelui E—G, tabelul 3—4, se poate obţine atît pe epruvete fără palier cît şi cu epruvete prezentînd paliere de pînă la 4 mm.

Aprecierea proprietăţilor de ambutisare ale unei table nu se poate face în mod corect decît cu ajutorul unui indice de ambutisabilitate stabilit printr-un procedeu de încercare perfecţionat şi reflectînd fenomenul complex de ambutisare într-o măsură mai completă decît încercarea Erichsen — ca de exemplu procedeul Engelhardt-Gross.

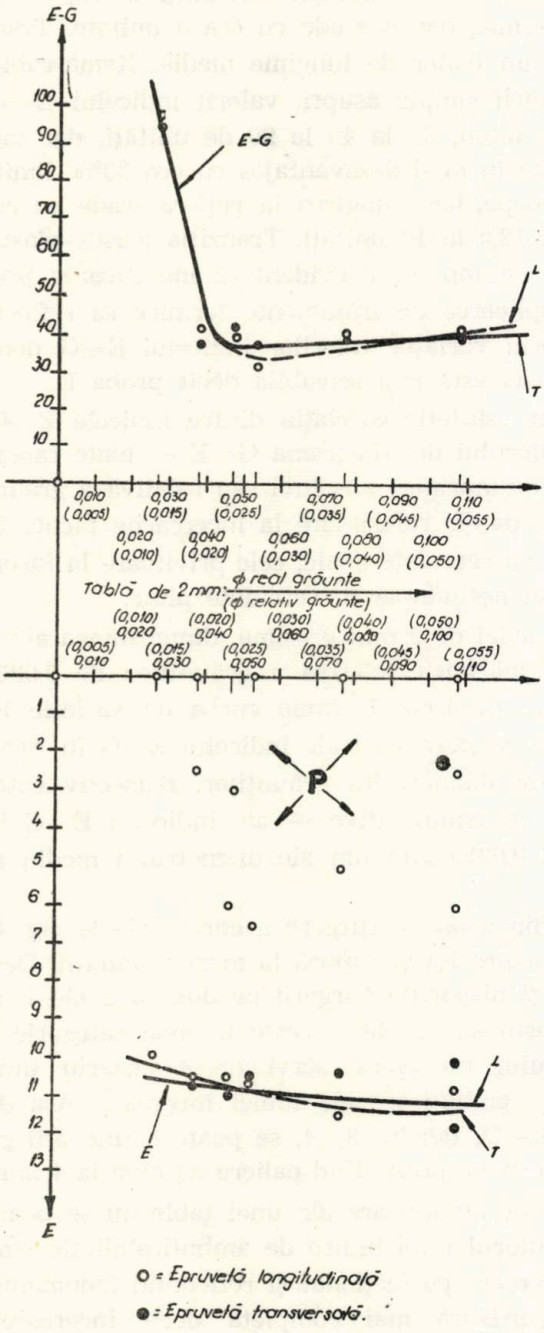


Fig. 9

Tabelul 5

Mărimea grăunţilor	
Nr. după ASTM	Diametrul mediu mm
— 3	1,00
— 2	0,75
— 1	0,50
0	0,35
+ 1	0,25
2	0,180
3	0,125
4	0,091
5	0,062
6	0,044
7	0,032
8	0,022
9	0,016
10	0,011
11	0,008
12	0,006

Concluzii

Încercarea de ambutisare după E—G este superioară încercării după E, fiind mai sensibilă : indicele E—G prezintă variaţii de 100% acolo unde indicele E variază numai cu 20 %. El reflectă mai complet modificarea proprietăţilor.

Existenţa palierului pe curba $\sigma - \varepsilon$ şi mărimea lui nu poate constitui un criteriu unic pentru recepţionarea tablelor de ambutisare, deşi absenţa lui este de dorit.

Mărimea grăuntelui, raportată la grosimea tablei, adică mărimea relativă a grăuntelui, prezintă pentru o anumită grosime de tablă o valoare critică, cu indicaţia că toate valorile mai mici decît aceasta conduc la o mai bună comportare la ambutisare.

Tratamentul termic de recoacere de înmuiere, de normalizare, de călire simplă sau de îmbunătăţire nu aduc ameliorări ale rezultatelor încercărilor de ambutisare, faţă de cele obţinute în starea iniţială : indicii E şi E—G rămîn constanţi sau scad, cu excepţia tratamentului de călire simplă, după care indicele E—G se dublează şi palierul dispare, dar efortul de ambutisare necesar creşte neeconomic prin creşterea importantă a valorilor σ_c. Palierul dispare şi după îmbunătăţirea cu revenire medie la 450° C, care pare mai avantajoasă.

În final mărimea relativă a grăuntelui apare ca un criteriu acceptabil pentru recepţionarea tablelor de ambutisare, dar tratamentele termice aplicate acestora nu conduc la ameliorarea rezultatelor faţă de ce se poate obţine direct, cu o tablă de ambutisare laminată la rece, de bună calitate. Rămîne de văzut în ce măsură tratamentele termice pot interveni pentru recuperarea unor table care în stare laminată, pentru anumite motive, de structură, de prezenţă a cementitei terţiară sau a nitrurilor, nu dau rezultate bune la ambutisare, fiind refuzate. În cazul general însă aplicarea de tratamente termice la table de ambutisare este inutilă.

Summary

By means of heat-treatment methods it is possible to influence the grain size and indirectly the properties of deep drawing of sheets. The relative grain size (reported on the thikness of the sheet) is an important instrument to appreciate the intrinsec properties of deep-drawing of steel sheets.

Резюме

В работе показывается влияние величины зерна, полученного различными видами термической обработки на пластичность листов прелназначенных вытяжке. Пластичные свойства стали зависят, от так называемой относительной величины зерна, характеризуемой соотношением между величиной зерна и толщиной листа.

Bibliografie

1. R. M. BRICK, R. S. GORDON, A. PHILLIPS : *Structure and properties of alloys*, Ed. Mc. Grave Hill — Book Company, New York 1965, p. 32.
2. S. DI BARTOLO—G. MONTAGNA : *Aprecierea tablelor de ambutisare cu ajutorul unor noi parametri*. La metalurgia Italiana nr. 6/1967, p. 421—434.
3. G. D. CONSTANTINESCU : *Ipoteza în ştiinţele naturii*. Ed. Ştiinţifică 1960
4. BRUCE CHALMERS : *Métallurgie physique*. Ed. Dunod, Paris, 1963, p. 139.
5. C. WANYOREK : *Observaţii în legătură cu terminologia tehnică (limita de curgere)*. Rev. Standardizarea, Bucureşti nr. 6/1960, p. 278—279.
6. C. WANYOREK : *Consideraţii asupra unei teorii unitare a proceselor fizice care au loc la călirea aliajelor feroase şi neferoase*. Rev. Metalurgia nr. 8/1967, p. 421—424.

APARAT PENTRU DETERMINAREA CAPACITĂŢII DE AMBUTISARE A TABLELOR SUBŢIRI [1])

ION STĂNESCU, ADRIAN PÎRVULESCU, CONST. ILIESCU

1. Introducere

Gama pieselor ambutisate din tablă subţire s-a lărgit aşa de mult în ultimii ani, încît geometria lor şi raportul dintre solicitările ce apar în cursul procesului devin tot mai complexe.

Extinderea impetuoasă a ambutisării adînci coincide cu trecerea la producţia de serie mare şi masă, şi se datoreşte simplităţii procedeului şi uşurinţei automatizării sale. Ea a devenit posibilă prin progresul realizat în elaborarea oţelurilor şi laminarea tablelor cu calităţi deosebite pentru ambutisarea adîncă, care a fost precedat de o intensă activitate de cercetare tehnico-ştiinţifică pentru clarificarea procesului ambutisării şi stabilirea caracteristicilor corespunzătoare ale tablei.

Cercetările efectuate în ultimii 15 ani au clarificat şi prin relaţii matematice o mare parte din solicitările ce apar la ambutisare, şi au stabilit importanţa deosebită în comportarea tablei la ambutisarea adîncă a coeficientului de anizotropie „R", modulului de ecruisare „n", gîtuirii şi raportului σ_c/σ_r din încercarea de tracţiune, a structurii metalografice, a microsuprafeţei tablei, şi a tendinţei ei de îmbătrînire.

Cu prilejul acestor cercetări s-a pus în evidenţă că fenomenele ce apar în procesul de deformare plastică prin ambutisare sînt mult mai complexe decît se credea acum 50 de ani şi toţi cercetătorii — inclusiv Dr. ing. Eriksen [12] — sînt unanimi în constatarea că indicele Eriksen (I_E) nu mai dă informaţia necesară asupra capacităţii de ambutisare a tablei, deşi a rămas încă singura normă europeană.

---

[1]) Lucrarea reprezintă concluziile unei activităţi de colaborare între Institutul politehnic Braşov şi Uzinele „Emailul roşu" Mediaş începută în 1963, ale cărei rezultate parţiale au fost comunicate în 5 sesiuni tehnico-ştiinţifice ale celor două unităţi.

S-au elaborat în acest interval zeci de procedee pentru determinarea capacității de ambutisare [2]. Cea mai mare parte pornesc de la ambutisarea unui vas cilindric mic (A.E.G., Swift, K.W.I., Fukuy etc.) inițiată de peste 30 de ani, fiind forma cea mai simplă și mai comodă a unei ambutisări reale.

Din cauza aparaturii complexe (în vederea asigurării similitudinii) și duratei încercărilor, ele nu s-au putut impune ca norme de stat pentru „Încercări tehnologice" a căror caracteristică trebuie să fie simplitatea și operativitatea, tocmai calitățile care au asigurat o așa de largă răspîndire încercării Eriksen cu toate limitele ei.

Este neîndoielnic că față de complexitatea solicitărilor ce apar în procesul ambutisării și a numărului mare de factori ce-l pot influența, exprimarea capacității de ambutisare a tablelor printr-o singură cifră reprezentativă este extrem de dificilă. Totuși întreprinderile prelucrătoare, la stabilirea procesului tehnologic și ulterior la asigurarea desfășurării lui fără rebut, au neapărată nevoie de o asemenea indicație.

Analizînd amănunțit încercările diferiților cercetători, autorii au ajuns la concluzia că pe principiul folosit de Engelhardt [16] Institutul de cercetări din Zwikau (de a determina rezerva capacității de ambutisare față de un coeficient de ambutisare „m" luat ca bază de măsură), se poate construi un aparat simplu, și cu o alegere judicioasă a parametrilor, se poate obține o cifră reprezentativă asupra calității tablei cu o singură dimensiune de semifabricat și un număr minim de seturi de scule (două, față de trei cîte se folosesc în prezent la proba Eriksen).

2. Principiul metodei și justificarea alegerii lui

Este binecunoscută legea de variație a forței de ambutisare P_z care crește cu drumul poansonului, atinge un maxim la cca 1/3 din cursă, și apoi scade după o pantă mai accentuată pînă la zero (curba 1, fig. 1).

De asemenea sînt binecunoscute astăzi, componentele acestei forțe [8] :

$$P_z = P'_r + P_w + P_B,$$

în care P'_r reprezintă forța principală de deformare plastică a materialului din flanșa piesei, unde are loc așa-zisa ambutisare plană (contracția tangențială a materialului cu îngroșarea axială și întinderea radială), a cărei mărime este influențată de efectul ecruisării ; P_w reprezintă forțele de frecare, iar P — forțele de îndoire și dezdoire sub tensiune pe profilul matriței.

Maximul curbei este determinat de efectul ecruisării, care influențează atît pe P_r cît și forțele de frecare (fig. 2).

Forța P_z necesară deformării plastice prin ambutisare, este transmisă de la culisoul presei prin partea frontală și racordată a poansonului,

---

[2]) Într-un STAS de recomandare elaborat de ICEM, se face clasificarea lor după natura solicitărilor și principiul metodei.

la fundul piesei, şi prin peretele acesteia deja deformat plastic, la locul deformării de la gura matriţei.

Pentru reuşita ambutisării trebuie satisfăcută aşadar în permanenţă inegalitatea :

$P_z \leqslant P_R$ capabil al peretelui piesei.

Trebuie subliniat că rezistenţa P_R a peretelui nu este echivalentă cu cea teoretică, fiind puternic influenţată de efectul ecruisării, care determină o creştere de 10—30% funcţie de grosimea materialului şi coeficientului de ambutisare.

Executînd ambutisarea unui vas cilindric mic pînă la atingerea forţei maxime de ambutisare (pct. a., fig. 1) oprind curgerea materialului

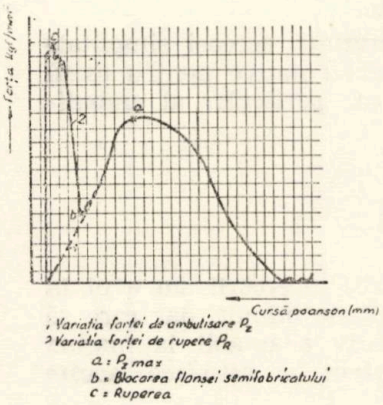
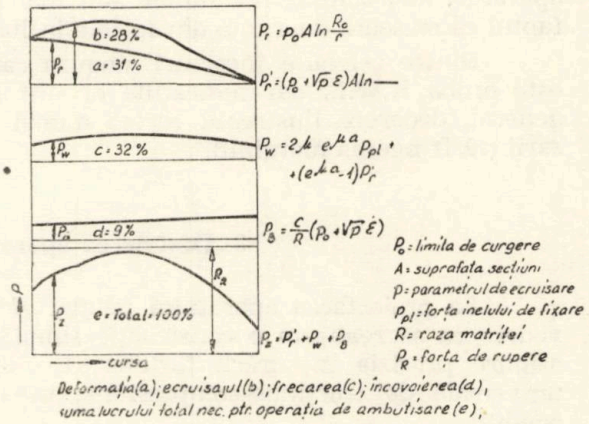


Fig. 1.



Deformaţia (a); ecruisajul (b); frecarea (c); încovoierea (d), suma lucrului total nec. ptr. operaţia de ambutisare (e).

Fig. 2. Forţele de ambutisare în funcţie de cursa poansonului (8)

prin blocarea flanşei semifabricatului (pct. b.) şi continuînd cursa poansonului, peretele circular al vasului este supus la întindere cu o forţă din ce în ce mai mare, ajunge în starea de instabilitate plastică formînd gîtuirea în apropierea curburii poansonului, şi în sfîrşit se rupe (pct. c., curba 2, fig. 1).

Diferenţa dintre forţa de rupere P_R şi forţa maximă de ambutisare P_z max. raportată la forţa de rupere, reprezintă aşa-zisa rezervă a capacităţii de ambutisare „T" exprimată în % :

$$\frac{P_R - P_z \text{ max.}}{P_R} \cdot 100 = T\%.$$

Cifra este foarte expresivă, întrucît reprezintă rezerva de rezistenţă a mateialului peretelui piesei, care trebuie să vehiculeze forţa de ambutisare, faţă de forţa necesară ambutisării corespunzătoare coeficientului „m" ales prin construcţia aparatului, şi dă o informare clară asupra calităţii tablei.

Ideea folosirii forţelor dezvoltate în procesul ambutisării ca măsură a capacităţii de deformare a tablei nu-i aparţine lui Engelhardt. La încercarea Swift, K.W.I., Jovignot ş. a., se măsoară forţa de rupere, iar academicianul Gubkin [7] propunea încă în 1950 ca măsură a capacităţii de ambutisare, valoarea presiunii specifice în ambutisare :

$$\frac{P_z \text{ max.}}{(d+s)\,s} \; [\text{kgf/mm}^2].$$

Engelhardt a găsit însă, după părerea noastră, cifra cea mai reprezentativă, deoarece valoarea ei include efectul real al deformărilor plastice atît asupra lui $P_{z\,max}$ cît şi asupra lui P_R [3]).

Deşi formula academicianului Gubkin ar permite folosirea unei aparaturi mai simple, rezultatele sînt mai puţin concludente (fig. 3) prin faptul că măsoară doar una din forţele influenţate.

Dintre celelalte încercări singura care prezintă aceeaşi simplitate este proba K.W.I., dar indicaţiile ei sînt nereprezentative pentru cazul general, deoarece ilustrează corect numai un caz particular al ambutisării (răsfrîngerea marginii).

3. Descrierea aparatului

La proiectarea aparatului pentru efectuarea încercării am avut în vedere ca să realizăm o construcţie simplă, uşor de mînuit, dar care să asigure precizia măsurării forţelor. Un dispozitiv adaptabil la maşina universală de tracţiune-compresiune, ni s-a părut a satisface aceste condiţii.

Aparatul este constituit din 3 elemente de bază :

— o ştanţă de ambutisat, poansonul 1, matriţa 2 şi inelul de apăsare, 3 ghidate prin coloanele 8 (fig. 4).

— un dispozitiv de blocarea flanşei semifabricatului : inelul de blocare 4, tijele de împingere 5 şi resortul 6. Dimensionarea tijelor 5 asigură intrarea în acţiune a inelului 4 după atingerea forţei maxime de ambutisare.

— un sistem de măsurarea forţelor : se foloseşte sistemul de măsurare şi înregistrare al maşinii de tracţiune pe care se montează dispozitivul.

Subansamblul matriţă — inel de apăsare — bucşe de ghidare, este prins în bacul superior 9 al maşinii pregătită pentru proba de compresiune. Subansamblul poanson — sistem de blocare — coloane de ghidare, în bacul inferior 10. Strîngerea semifabricatului între matriţe şi inelul de apăsare se face prin manşonul filetat 7.

---

[3]) După unii cercetători creşterea prin ecruisare a lui P_z este compensată de aceeaşi creştere a lui P_R al peretelui vasului deformat plastic [25/9]. Incercările noastre nu confirmă aceasta pentru toate cazurile (fig. 3).

Forţa de rupere se citeşte cumulat cu forţa arcului de blocare în momentul ruperii. Citind însă pe scala aparatului cursa efectuată de poanson în mm, şi avînd caracteristica arcului ca o constantă a aparatului, printr-o simplă scădere se obţine forţa reală de rupere.

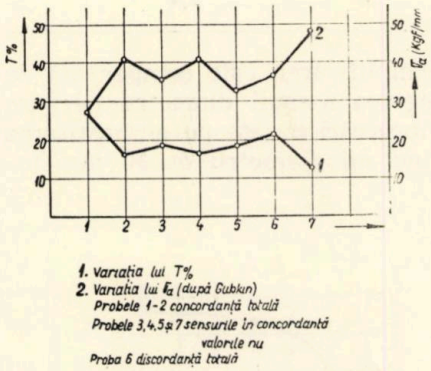


Fig. 3. Variaţia lui σ_a specific şi T % (s = 0,45 mm ; m = 0,55)

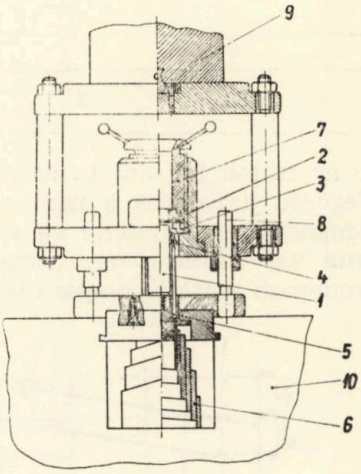


Fig. 4.

4. Alegerea parametrilor

Parametrul de bază al aparatului îl constituie coeficientul de ambutisare $m = \frac{d}{D_0}$ faţă de care se stabileşte rezerva capacităţii de ambutisare.

La alegerea acestui parametru a trebuit să ţinem cont că P_z max. creşte liniar cu „m" (fig. 5) şi P_R real după o curbă apropiată de parabolă, cu grosimea tablei (fig. 6) şi că fenomenul ecruisării are un rol determinant în aceste creşteri (fig. 1). De asemenea am avut în vedere că reperele fabricate în prezent în industrie necesită deformaţii tot mai mari la primul ambutisaj, coeficientul uzual fiind azi m = 0,5—0,6. De aceea am ales un coeficient de ambutisare m = 0,55, care prin înălţimea H a vasului cilindric mic (fig. 7) să asigure formarea completă a peretelui circular drept (h) influenţat puternic de ecruisarea materialului. Un coeficient „m" mai mare (Engelhardt a ales m = 0,58) pe de o parte nu asigură formarea peretelui circular drept (fig. 8), iar pe de altă parte dînd pentru T% valori numerice mari, reduce selectivitatea aparatului tinzînd să niveleze capacitatea de ambustisare a tablelor, în loc să o diferenţieze calitativ (fig. 11).

Parametrii constructivi ai părţilor active ale ştanţei (tabelul 1) au fost definitivaţi după o serie de încercări proprii, şi ţinînd cont de con-

cluziile unor cercetători străini (Swift, Lips, Zeat, ş. a.) în ideea de a asigura o cît mai bună similitudine. Diametrul de 33 mm, adoptat de majoritatea cercetătorilor pentru domeniul tablelor subţiri (pînă la 2 mm) reprezintă o medie convenabilă între gama de diametre (10 ÷ 70 mm)

Tabelul 1

d	r	D	R	J (D — d)
33	3	35,4	4	2,4

ce ar trebui folosită în acest interval. Simplificarea este compensată de alegerea judicioasă a razelor r şi R. Alegerea acestui diametru permite compararea rezultatelor cu ale celorlalte încercări bazate pe ambustisarea unui vas cilindric mic (Engelhardt alegînd un diametru de 30 mm îngreunează această comparaţie).

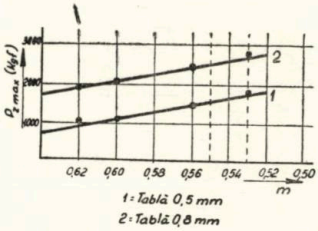


Fig. 5. Variaţia forţei $P_{z\ max.}$ cu „m" (d = 33 mm)

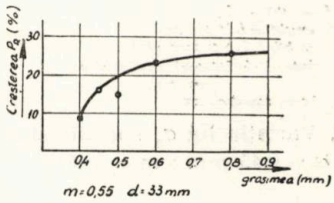


Fig. 6. Creşterea rezistenţei P_R a peretului vasului ambutisat u grosimea tablei

În urma unor serii de încercări cu matriţe pentru fiecare grosime de tablă, ţinînd cont că parametrul de joc are o influenţă mică asupra lui $P_{z\ max.}$ (fig. 10) ne-am oprit la două seturi de scule : unul pentru grosimi pînă la 1 mm şi unul între 1 şi 2 mm.

În felul acesta fără ca rezultatele să fie modificate substanţial, se simplifică foarte mult tehnica încercării.

Principalul parametru de lucru este viteza de deformare. La maşina de încercări mecanice aceasta este foarte mică (20 mm pe minut — 0,33 mm pe secundă) în raport cu vitezele uzuale în practică. Comparaţia rezultatelor încercării aceloraşi materiale pe aparatul nostru şi pe un aparat Engelhardt (fig. 11) cu o viteză de cca 20 de ori mai mare, şi pe prese industriale cu viteze de lucru mult mai mari (200—300 mm pe secundă) dovedesc o bună comparabilitate. Aceasta ne face să credem că influenţa vitezei asupra gradului de deformare, unanim recunoscută, are loc numai într-un anumit domeniu critic, care se situează dincolo de vitezele uzuale ale preselor [4].

[4]) Este ştiut că la viteze foarte mari se pot obţine într-o singură operaţie deformări plastice mult mai importante decît cele uzuale [3]. Pe aceasta se bazează ambutisarea prin explozie, care se extinde din ce în ce mai mult în ultima vreme.

5. Încercările efectuate

Este evident că încercările tehnologice care au scopul de a furniza într-o singură cifră o informaţie globală asupra proprietăţilor materialului, nu exclud ci completează încercările fundamentale de laborator, fiind cu atît mai valoroase cu cît reuşesc să fie în concordanţă cu acestea. De aceea în prima serie de încercări am executat concomitent următoarele probe :

— Încercarea de tracţiune cu determinarea principalelor caracteristici mecanice [5].

— Analiza metalografică.

— Indicele Eriksen I_E.

— Încercarea de ambustiere a unui vas cilindric mic cu determinarea diametrului critic al semifabricatului D_0 şi coeficientului minim de ambutisare „m" folosind poansonul de 33 mm.

— Încercarea de ambutisare pe o presă industrială cu determinarea coeficientului minim de ambutisare „m" folosind un semifabricat cu D_0 = 100 mm şi variind d poanson.

— Încercarea de ambutisare industrială cu determinarea diametrului critic al semifabricatului D_0 şi coeficientului minim de ambutisare „m" folosind un poanson de 180 mm.

— Încercarea pentru determinarea rezervei capacităţii de ambutisare T %.

Rezultatele acestor încercări, confirmînd justeţea procedeului şi a parametrilor aleşi, am trecut la a doua serie în care ne-am limitat la două probe :

— Determinarea capacităţii de ambutisare T %.

— Determinarea coeficientului minim de ambutisare „m" cu un vas cilindric mic cu poanson de 33 mm.

Aceste încercări s-au efectuat pe mai multe loturi de tablă furnizate de Uzinele „Ciocanul" Nadrag şi „Laminorul" Galaţi precum şi pe cîteva loturi din import, în scopul stabilirii unor valori medii ce ar putea fi propuse ca normă de calitate.

În aceeaşi perioadă s-au efectuat şi încercări comparative pe aparatul construit după Engelhardt la V.E.B. „W.P.M." Leipzig (fig. 11).

Concluzii

Analizînd rezultatele încercărilor din cele două serii se pot face următoarele observaţii :

1. Valoarea T % determinată ca rezervă a capacităţii de ambutisare este în concordanţă la toate grosimile de tablă cu structura meta-

---

[5]) Din lipsa unei instalaţii de măsurare suficient de exactă nu am putut determina în această etapă coeficientul de anizotropie „R" şi modulul de ecruisare „n" al căror rol este determinant în procesul ambutisării.

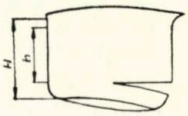


Fig. 7.

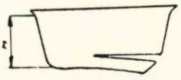
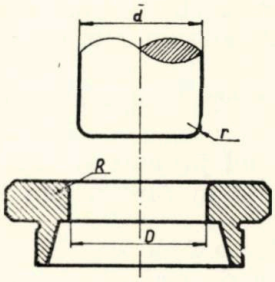


Fig. 8.



Parametrii constructivi şi ştanţei

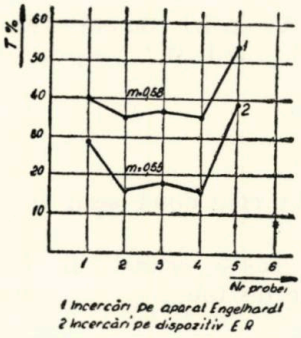


Fig. 11. Comparaţie între cele 2 aparate

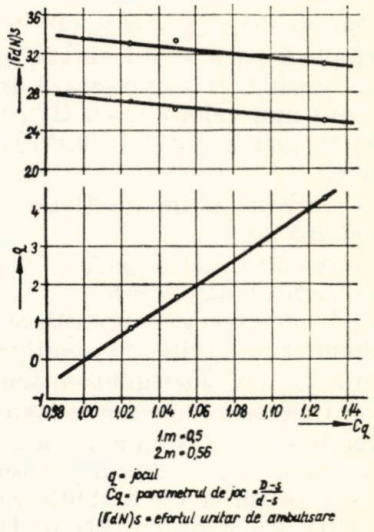


Fig. 10. Influenţa parametrului de joc asupra efortului unitar de ambutisare (23)

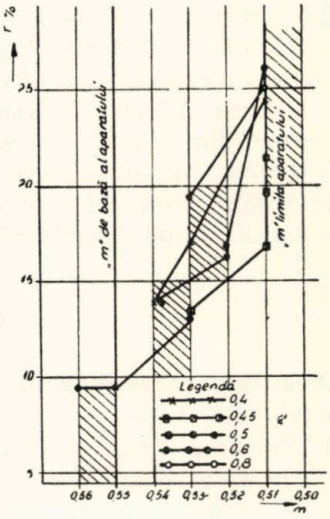


Fig. 12. Corelaţia între T % şi „m"

lografică, raportul σ_c'/σ_r și ambutisările industriale și de laborator (valorile lui T situîndu-se în aceeași ordine cu coeficienții „m" minimi obținuți).

2. Indicele Eriksen (I_E) nu concordă la toate grosimile cu coeficientul „m" minim, adîncimile cele mai mari fiind obținute la tablele care au dat rezultatele cele mai slabe în ambutisarea reală (grosimile de 0,4—0,6 mm).

3. Proba de ambutisare a unui vas cilindric mic a dat rezultate comparabile cu încercările industriale la limita superioară a grosimilor (0,8—1 mm) și proporțional reduse la limita inferioară (0,5—0,4 mm) păstrînd totuși aceeași ordine.

4. Construind un grafic de corelare între „m" și T % (fig. 12) se pot face două observații :

— o clasificare globală, valabilă pentru toate grosimile, pune în evidență 4 intervale caracteristice pentru calitatea tablei ;

T	10%	coresp.	m = 0,56—0,55
T	10—15%	coresp.	m = 0,54—0,53
T	15—20%	coresp.	m = 0,53—0,52
T	20%	coresp.	m = 0,51

De aici se pot stabili două cifre ca normă pentru cele două calități de tablă. Exemplu T% < 15 pt. tabla TD, și T% > 25 pt. tablă TDA.

— o clasificare pentru fiecare grosime, permite delimitări mai exacte, eliminînd nivelările și fiind mai aproape de comportarea reală. De aici se pot stabili cîte două cifre pentru fiecare grosime de tablă, corespunzător celor două calități.

Pe baza acestor observații se pot trage următoarele concluzii :

a. Rezerva de ambutisare T exprimînd în procente diferența dintre forța maximă reală de ambutisare P_z și forța reală de rupere P_R determinate prin executarea operației de ambutisare a unui vas cilindric mic pe un aparat cu parametrii judicios aleși, constituie în prezent indicația cea mai fidelă a calităților de ambutisare ale tablelor subțiri, cuprinzînd într-un anumit raport — toate influențele fenomenelor ce apar în procesul ambutisării reale și reflectînd influența structurii primare a materialului.

b. Simplitatea aparatului, adaptabil oricărei mașini universale de încercări mecanice, și ușurința executării încercării, îi conferă toate calitățile unei încercări tehnologice, la îndemîna oricărei întreprinderi prelucrătoare, putînd fi introdusă ca normă pentru calitatea tablei (STAS).

Summary

The determination of the capacity of deep drawing of thin sheets following the methods known in present are no more satisfactory. A new construction has been realized — after the principle of Engelhardt — which offers the advantage to be very cheap and furnishis informations which are much more real.

Zusammenfassung

Die bis zur Gegenwartbekannten Methoden der Tiefziehfähigkeitsbestimmung dünner Bleche sind nicht mehr befriedigend. Es wurde ein neuer, nach dem Engelhardt — Prinzip ausgeführter, Apparat gebaut, welcher den Vorteil aufweist, sehr billig zu sein, der aber für viel wirklichkeitsgetreuere Daten bürgt.

Bibliografie

1. SELLIN W : *Tiefziehentechnik, Berlin 1955.*
2. SIEBEL E. ş. a. : *Tiefziehen,* München 1955.
3. ROMANOVSKI : *Îndrumător pentru presarea la rece* (Traducere din limba rusă) E. T. 1957.
4. LĂZĂRESCU I. : *Tehnologia matriţării şi ştanţării la rece.* Cluj, 1958.
5. MARIO ROSSI : *Stampaggio a freddo delle laminare,* Milano 1963.
6. SCHULLER L. : *Handbuch für Spanlose Formgebung Göppingen,* 1964.
7. GUBKIN I. S. şi NARIŢÎN A. I. : *Despre tendinţele de dezvoltare ale teoriei ambutisării adînci a tablelor de metal.* Vestnic Maaşinostroienia 7/1950.
8. LIPS H. M. E. : *Ambutisarea adîncă a tablei de oţel.* Comunicările primului Congres mondial de Metalurgie, Cleveland, 1952.
9. KEJVAL I. : *Presarea tablei,* Strojirenstvi — 4/1952.
10. HENTET M. : *Determinarea prin încercări de laborator a capacităţii de ambutisare a tablelor subţiri.* Metalurg. Constr .Méc. Mai. 1956.
11. JOHNSON W. : *Cercetări cu privire la deformarea plastică a metalelor şi operaţia de ştanţare-ambutisare.* Sheet Metal. Ind. Ianuarie 1957.
12. ERIKSEN P. F. : *Încercarea capacităţii de ambutisare a tablelor şi benzilor.* Blech, Mai, 1957.
13. LITVINENKO D. : *Cîteva particularităţi ale producţiei oţelului pentru ambutisarea adîncă.* Oţelul. Decembrie, 1957.
14. GUYOT I. : *Noi încercări de determinare a posibilităţilor de ambutisare a tablelor subţiri.* — Génie Civil — Ianuarie 1958.
15. KRISCH A. ş.a. : *Incercarea tablelor de oţel prin proba de ambutisare.* Archiv für Eisenhüttenwesen — Mai 1958.
16. ENGELHARDT W. : *Incercarea de ambutisare care produce corect acest proces.* Fertigungstechnik — Decembrie 1958.
17. OVSEANIIKOV B. M. ş.a. : *Despre metodele de apreciere a capacităţii de ambutisare adîncă a tablei de oţel.* Oţelul — iunie 1959.

18. LUEG W. ş. a. : *Variaţia limitei de alungire a tablei de oţel relaminate şi îmbătrînite pentru ambutisare adîncă.* Stahl und Eisen — Iulie 1959.

19. GROHMANN R. : *Despre încercarea capacităţii de ambutisare a tablelor de oţel.* Neue Hütte — ianurie 1960.

20. PEARCE R. : *Determinarea caracteristicilor tablei subţiri pentru ambutisare,* Sheet. Metal Ind. septembrie 1960.

21. FISCHER F. ş. a. : *Despre influenţa microsuprafeţei asupra comportării tablelor subţiri la ambutisarea adîncă,* Stahl und Eisen, octombrie 1960.

22. WHITELEY R. L. ş. a. : *Anizotropia o caracteristică a capacităţii de ambutisare,* Shett Metal Ind., mai 1961.

23. ZAAT H. I. : *Cercetări asupra încercării de ambutisat cupe după metoda Swift.* Sheet Metal. Ind. noiembrie 1961.

24. GRUMBACH M. şi POMEY G. : *Studiul ambutisării tablelor subţiri prin încercarea cu păhărelul Fukuy.* Comunicare la Sesiunea Societăţii Franceze de Metalurgie. Toamna 1961.

25. JENTET M. : *Studiul ambutisării. Clasificarea modurilor de deformare şi a tipurilor de rupere.* Revue de metalurgie — mai 1962.

26. LILET L. şi WIBO M. : *Cercetări asupra efectului anizotropiei plastice şi a vitezei de durificare prin prelucrare la ambutisarea adîncă,* Sheet Metal Ind. octombrie 1964.

27. GOLOVLEV L. V. : *Influenţa anizotropiei semifabricatului din tablă asupra formării cupelor la ambutisare.* Kusnecino-Stampovocinae — octombrie 1964.

CONTRIBUŢII LA CALCULUL DURABILITĂŢII SCULEI ŞI REGIMULUI DE AŞCHIERE

DRĂGHICI GHERMAN, CHIRIACESCU T. SERGIU

1. Metoda actuală de calcul a durabilităţii sculei şi regimului de aşchiere

Mulţimea factorilor care influenţează mărimea durabilităţii sculei aşchietoare nu a permis, pînă în prezent, găsirea unei metode generale pentru calculul ei. În literatura tehnică de specialitate există numai date teoretice şi experimentale care oglindesc influenţa unui factor sau a unui grup restrîns de factori asupra mărimii durabilităţii.

În prezent calculul durabilităţii sculei aşchietoare [4, etc.] are la bază obţinerea unui preţ de cost minim al prelucrării (durabilitatea economică) sau a unei productivităţi maxime (durabilitatea optimă) în ipoteza unei relaţii de forma :

$$v = \frac{C_v}{T^m}, \tag{1}$$

care leagă viteza de aşchiere (v) de durabilitatea sculei (T).

În relaţia de mai sus se consideră $m = ct$ şi $C_v = ct$.

În acest mod se determină durabilitatea sculei chiar şi în cazul metodei moderne de calcul a regimului de aşchiere elaborată în lucrarea [2]. Parametrii regimului de aşchiere : turaţie, avans şi adîncime de aşchiere, se calculează în funcţie de durabilitatea determinată ca mai sus ţinîndu-se seama de o serie de factori cum sînt :

— rigiditatea sistemului tehnologic elastic,

— puterea maşinii-unelte pe care se execută prelucrarea,

— precizia dimensional-geometrică şi calitatea suprafeţei prelucrate,

— ritmul liniei tehnologice de fabricaţie.

Așa cum se poate constata, din punct de vedere al exactității, metoda de calcul a durabilității este criticabilă, căci durabilitatea sculei depinzînd de un număr foarte mare de factori rezultă că $m \neq ct$ și $C_v \neq ct$. Pe de altă parte, dacă se urmărește determinarea unui regim de așchiere optim (din punct de vedere al prețului de cost sau al productivității prelucrării), cum este cazul metodei elaborate în lucrarea [2], stabilirea apriorică a valorii durabilității nu poate garanta, din punct de vedere matematic, găsirea valorilor optime ale parametrilor regimului de așchiere.

În concluzie metoda de calcul a durabilității sculei și a parametrilor regimului de așchiere nu ține seama de influența complexă, reciprocă, a parametrilor geometrici ai tăișurilor sculei, a parametrilor regimului de așchiere și a durabilității sculei în anumite condiții de prelucrare.

Pornind de la aceste considerații lucrarea de față își propune o încercare de tratare generală a problemei calculului durabilității sculei și a regimului de așchiere, precum și indicarea modului în care ar trebui să se dezvolte cercetările ulterioare în acest domeniu. Abordarea problemei în modul în care va fi expus mai jos este posibilă astăzi datorită dezvoltării teoriei programării matematice și apariției mașinilor electronice de calcul. Cele ce vor urma se vor referi la cazul prelucrărilor mecanice cu o singură sculă urmînd ca în lucrări ulterioare să se ia în considerare și prelucrările cu mai multe scule.

2. Principiul noii metode

Ca urmare a solicitărilor complexe din timpul așchierii tăișul sculei se degradează treptat pînă în momentul cînd anumiți factori tehnico-economici impun recondiționarea lui. Dintre acești factori enumerăm:

— precizia dimensional-geometrică și calitatea suprafeței prelucrate,

— schimbarea geometriei tăișurilor cu toate consecințele negative rezultate,

(1) — consumul de manoperă necesare demontării, montării și reglării sculei și consumul de material necesar ascuțirii.

Presupunînd cunoscută legea de variație a uzurii în timp:

$$U = U(\tau)$$

definim durabilitatea prin timpul de lucru continuu al sculei din momentul τ_1 corespunzător uzurii $U_1 = 0$, pînă în momentul τ^2, corespunzător uzurii $U_2 = U_a$. Deoarece în cazul de față nu interesează legea de variație în timp a uzurii $U = U(\tau)$ ci uzura maximă admisibilă U_a, în anumite condiții de prelucrare se poate scrie o relație de forma:

$$U_a = C_u \cdot T^q \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2, \qquad (2)$$

în care:

C_u — coeficientul condițiilor de așchiere care depinde de materialul sculei, materialul de prelucrat și lichidul de așchiere.

T — durabilitatea sculei.

q — coeficientul determinat experimental depinzînd de materialul sculei și cel de prelucrat.

$\varphi_1 = \varphi_1(\alpha, \alpha_1, \gamma \ldots)$ — funcția care exprimă influența parametrilor funcționali ai tăișurilor sculei : $\alpha, \alpha_1, \gamma \ldots$ asupra uzurii maxime admisibile.

$\varphi_2 = \varphi_2(v, s, t)$ — funcția care arată influența parametrilor regimului de așchiere : v, s, t, asupra uzuri maxime admisibile.

Condițiile de prelucrare au fost înglobate într-o constantă (C_u) deoarece la proiectare de obicei sînt cunoscute.

Relația (2) se poate pune și sub forma

$$T = C_T \cdot \Phi_1 \cdot \Phi_2 \qquad (3)$$

în care, ținînd seama de (2)

$$C_T = \left(\frac{U_a}{C_u}\right)^{\frac{1}{q}}$$

$$\Phi_1 = \left(\varphi_1\right)^{-\frac{1}{q}}$$

$$\Phi_2 = \left(\varphi_2\right)^{-\frac{1}{q}}.$$

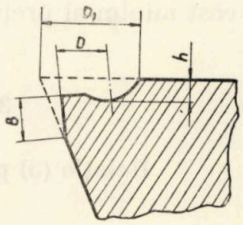


Fig. 1.

Asupra uzurii maxime admisibile U_a este firească întrebarea care se pune : dintre toate formele de uzură ale tăișului care se va alege drept criteriu al durabilității ? Practica și cercetările experimentale au arătat că drept criteriu al durabilității se poate considera fie uzura de pe fața de așezare, fie uzura de pe fața de degajare a sculei. De exemplu, după [5], pentru viteze nu prea mari de așchiere, se poate folosi drept criteriu al durabilității lățimea $B = U_a$ (fig. 1). (În practica americană se utilizează pentru asemenea prelucrări $U_a = 0{,}75$ mm pentru un tăiș din carburi metalice și $U_a = 1{,}5$ mm pentru un tăiș din oțel rapid [5]).

La viteze mari de așchiere de cele mai multe ori uzura feței de degajare limitează durabilitatea. În acest caz pe baza unor considerente tehnico-economice se consideră drept criteriu al durabilității raportul $k = \frac{D}{h} = U_a$ [5] (o propunere germană recomandă $U_a = 0{,}4$).

Alte lucrări [3, etc.] au arătat că uzura feței de așezare B (fig. 1) limitează durabilitatea sculei în cazul prelucrării cu grosimi de așchiere mici (de exemplu, în cazul oțelului pentru a $\leqslant$ 0,08 mm), iar în cazul grosimilor de așchiere mari și a vitezelor de așchiere ridicate uzura pe fața de degajare impune înlocuirea sculei.

Relația generală (3) pentru cazul în care mărimile v, s, t, sînt constante (deci $\Phi_2 =$ ct.) permite stabilirea influenței separate a parametrilor geometrici ai tăișurilor sculei asupra durabilității iar pentru $\Phi_1 =$ ct. se obține relația care indică influența regimului de așchiere asupra durabilității.

În cazul cel mai general ar trebui ca în baza relației (2) sau (3) să se determine atît parametrii geometrici ai tăișurilor sculei cît și mărimile T, v, s și t care, în condițiile concrete de prelucrare, să asigure prețul de cost minim al prelucrării sau productivitatea maximă a acesteia. În prezent însă nu se dispune de date experimentale necesare acestui scop. Pe de altă parte, de multe ori aceeași sculă se folosește pentru o gamă destul de largă de prelucrări similare (pentru care nu este necesară schimbarea parametrilor geometrici ai tăișurilor). Din aceste motive ni se pare rațional a determina mai întîi parametrii geometrici ai tăișurilor sculei care să asigure o durabilitate maximă și apoi durabilitatea și valorile parametrilor regimului de așchiere care să asigure un preț de cost minim al prelucrării sau productivitatea maximă a acesteia.

3. Geometria optimă a tăișurilor sculei

Relația (3) pentru $\Phi_2 =$ ct. se poate scrie sub forma :

$$T = C'_T \alpha^{x_\alpha} \cdot \alpha_1^{x_{\alpha_1}} \cdot \gamma^{x_\gamma} \ldots \qquad (3')$$

unde s-a notat :

$\alpha, \alpha_1, \gamma, \ldots$ — parametrii geometrici funcționali ai tăișului sculei.

$x_\alpha, x_{\alpha_1}, x_\gamma$, — constante specifice fiecărui tip de sculă, care depind de materialul sculei și materialul de prelucrat.

C'_T coeficient care depinde de materialul sculei, materialul de prelucrat, regimul de așchiere, lichidul de așchiere.

Practica și cercetările efectuate [1, 3] au arătat că asupra durabilității sculei nu influențează toți parametrii în aceeași măsură. Din acest motiv, cu o precizie suficientă, în prima etapă se poate lucra cu o relație în care apar numai parametrii care influențează cel mai mult durabilitatea.

Durabilitatea fiind un indicator complex al așchierii, din punct de vedere al parametrilor geometrici ai tăișului ea va fi maximă pentru anumite valori ale acestora. De aceea, vom numi geometrie optimă a tăișurilor sculei acele valori ale parametrilor geometrici ai tăișului care în anumite condiții constante de așchiere asigură o durabilitate maximă.

Valorile parametrilor geometrici ai tăișului sînt limitate de o serie de factori cum sînt :

— procesul de formare și îndepărtare a așchiilor,

— precizia dimensională și rugozitatea suprafeței care se prelucrează,

— vibrațiile care apar în timpul procesului de așchiere.

Pentru fiecare dintre acești factori limitativi literatura de specialitate recomandă anumite valori posibile care sînt prezentate fie sub forma unor relații empirice, valabile într-un anumit interval, fie numai sub forma unui interval de valori posibile [1,3, etc.]. Valorile optime ale parametrilor geometrici ai tăișului vor fi acelea care, verificînd factorii limitativi, fac maximă funcția (3).

4. Durabilitate optimă, regim optim de aşchiere

Dacă dintre toţi factorii de care depinde preţul de cost al operaţiei de prelucrare mecanică se consideră numai aceia care depind de durabilitate (T) şi de regimul de aşchiere (v, s, t), atunci acesta va fi minim pentru anumite valori ale variabilelor T, v, s şi t. (Pentru o condiţie de maxim se poate pune aceeaşi problemă în cazul cînd se ia în considerare productivitatea operaţiei).

Vom numi durabilitate optimă şi regim optim de aşchiere acele valori ale mărimilor T, respectiv v, s, t care asigură îndeplinirea sarcinii de producţie cu cheltuieli minime (sau cu productivitate maximă).

Valorile posibile ale parametrilor T, v, s, t sînt îngrădite de anumiţi factori cum sînt :

— ritmul liniei de fabricaţie,

— rigiditatea sistemului tehnologic elastic maşină-unealtă-piesă-sculă,

— puterea motorului electric care dă mişcarea principală de aşchiere,

— turaţia maximă şi minimă admisă de schema cinematică a maşinii-unelte folosite,

— avansul maxim şi minim admis de maşina-unealtă,

— adîncimea de aşchiere maximă şi minimă.

Din mulţimea de valori posibile ale parametrilor T, v, s, t, care satisfac condiţiile de mai sus, vor fi optime acelea care asigură un preţ de cost minim sau o productivitate maximă pe operaţie.

5. Concluzii

1. Scopul lucrării a fost acela de a indica o metodă cît mai exactă pentru calculul durabilităţii şi regimului de aşchiere. La găsirea ei s-a ţinut seama că la proiectarea unei tehnologii se cunosc datele referitoare la piesa care se prelucrează (material, formă, dimensiuni, etc.), asupra maşinii unelte folosite (tipul, caracteristicile cinematice şi dinamice) urmînd ca prin proiectare să se stabilească scula şi regimul de aşchiere cu care se va face prelucrarea. Dacă scula se foloseşte numai pentru prelucrarea aceleiaşi piese este raţional ca la determinarea parametrilor geometrici şi durabilităţii tăişurilor cît şi pentru determinarea parametrilor regimului de aşchiere să se folosească o relaţie de forma (2). În multe cazuri însă, aceeaşi sculă se foloseşte pentru prelucrarea mai multor piese similare. Din acest motiv s-a căutat ca mai întîi să se determine parametrii geometrici optimi ai tăişurilor. Odată geometria tăişurilor precizată s-a trecut la determinarea durabilităţii şi regimului de aşchiere care să asigure îndeplinirea sarcinilor de producţie cu cheltuieli minime sau cu productivitatea maximă pe operaţie.

Așa cum se poate constata din cele arătate, determinarea parametrilor geometrici optimi ai tăișului ca și determinarea durabilității și a regimului de așchiere sînt probleme de programare matematică. Funcția (3), prețul de cost pe operație (sau productivitatea) constituie funcțiile de optimizare (de scop), iar factorii limitativi determină condițiile restrictive. Pentru aplicarea metodei în cazul unei anumite prelucrări este necesar să fie stabilite relațiile matematice ale funcției de optimizare și ale condițiilor restrictive.

2. Studiul asupra metodei generale expuse poate fi continuat cu o discuție asupra cazului în care durabilitatea dată de relația (3′), este mai mică decît cea determinată din condiția prelucrării cu un preț de cost minim sau cu o productivitate maximă pe operație. În acest caz, durabilitatea este dată de (3′), urmînd ca să se determine numai valorile parametrilor v, t, s care să asigure prelucrarea cu un preț de cost minim sau cu o productivitate maximă. O altă cale ar fi ca prin diferite prelucrări speciale ale tăișurilor (ascuțiri suplimentare, lepuirea fețelor de așezare și degajare etc.) să se ridice valoarea durabilității pînă la cea determinată odată cu parametrii v, t și s.

3. În literatura de specialitate din ultimii ani au apărut lucrări importante [2, etc.] care utilizează programarea liniară pentru determinarea parametrilor regimului de așchiere. Aceste lucrări suferă în privința rigurozității în chiar fondul problemei, căci valoarea durabilității apare ca o constantă (fiind calculată după metodele cunoscute care au la bază relația 1). Ca atare nu se ține seamă de influența tuturor factorilor asupra durabilității și se exclude variabila durabilitate de care depinde atît prețul de cost pe operație cît și productivitatea acesteia. În aceste condiții, din punct de vedere matematic, nu se poate vorbi despre un regim de așchiere care să asigure un preț de cost minim sau o productivitate maximă a operației de prelucrare mecanică.

Deoarece în metoda pe care o propunem durabilitatea (T) apare ca o mărime variabilă în funcție de regimul de așchiere, spre deosebire de lucrarea [2] funcția de optimizare are alt aspect. Să determinăm expresia acestei funcții pentru cazul cînd se ia în considerare prețul de cost și apoi pentru cazul productivității maxime pe operație.

a) Prețul de cost al operației

Notînd cu C_1 [lei/min] salariul muncitorului de pe mașina unealtă, cu C_2 [lei/min.] cheltuielile legate de schimbarea sculei, partea variabilă cu T, v, s, t a prețului de cost al operației este:

$$C = C_1 \tau_b + C_2 n_s$$

în care :

τ_b [min] — timpul de bază de mașină,

n_s — numărul de ascuțiri ale sculei în timpul prelucrării piesei la operația respectivă.

Știind că :

$$\tau_b = \frac{L \cdot a}{n \cdot s \cdot t}$$

$$n_s = \frac{\tau_b}{T}$$

în care :

L [mm] — lungimea suprafeței de așchiat,

a [mm] — adaosul de prelucrare al suprafeței care se prelucrează, relația de mai sus se scrie :

$$C = C_1 \frac{L \cdot a}{n \cdot s \cdot t} \left(1 + \frac{C_2}{C_1 \cdot T}\right) \tag{4}$$

b) **Productivitatea operației**

Știind că productivitatea operației poate fi exprimată prin timpul necesar executării unei piese, rezultă că productivitatea va fi maximă cînd timpul total de prelucrare va fi minim. Considerînd numai partea din norma tehnică de timp care depinde de parametrii T, v, s, t avem :

$$\tau = \tau_b + n_s \tau_s$$

în care :

τ_s[min] — timpul necesar demontării, montării și reglării sculei la dimensiune.

În baza celor arătate la punctul a) relația de mai sus se scrie

$$\tau = \frac{L \cdot a}{n \cdot s \cdot t} \left(1 + \frac{\tau_s}{T}\right) \tag{5}$$

Relațiile (4) și (5), care constituie funcțiile de optimizare în cazul determinării parametrilor T, n, s, t, se pot pune sub forma generală: $f = f(T, n, s, t)$.

În lucrarea [2], în care durabilitatea nu apare ca variabilă, funcțiile de optimizare au expresii mai simple, apărînd sub forma generală :

$$f = \frac{C_o}{n \cdot s \cdot t}$$

care se deduce din (4) sau (5) pentru $T = ct$.

Această formă permite ca prin logaritmare să se ajungă la o funcție de optimizare liniară, lucru care a permis aplicarea programării liniare pentru determinarea parametrilor n, s și t (condițiile restrictive avînd, de asemenea, forme liniare).

4. Metoda generală pe care am prezentat-o în lucrare constituie o orientare rațională în cercetările ulterioare asupra durabilității.

Deoarece mărimea durabilității este funcție de un număr foarte mare de factori, normal este să se vorbească despre o uzură maximă posibilă (criteriul durabilității) care, pentru un anumit timp de prelucrare,

are o valoare constantă. Odată impusă valoarea acestei uzuri (pe baza unor considerente tehnico-economice) folosind relații de forma (2) se pot dezvolta o serie de direcții de cercetare: determinarea parametrilor geometrici ai tăișului sculei care, în anumite condiții de prelucrare, să asigure o durabilitate maximă; determinarea regimului de așchiere care pentru anumiți parametri geometrici ai tăișului să garanteze o anumită durabilitate, etc.

În rezumat, studiile asupra durabilității sculei trebuie să urmărească găsirea unei relații de forma (2) sau (3) care să poată fi apoi prelucrate după necesitate.

Résumé

L'ouvrage présente le principe d'une nouvelle méthode de calcul de la durabilité de l'outil et des paramétres concernant le régime de taille tout en utilisant le programme mathématique.

Cette méthode permet le calcul d'une précisione meilleure en comparaison d'autrés méthodes bien connues.

Zusammenfassung

In der Arbeit wird das Prinzip einer neuen Berechnungsmethode der Dauerhaftigkeit des Werkzeuges und der Parameter des Zerspannungsbetriebes gezeigt, wobei die mathematische Programmierung Verwendet wird.

Es wird die Genavigkeit der Berechung nach der neuen Methode im Vergleich zu andern bekannten Methoden hervorgehoben.

Bibliografie

1. AVAKOV, A. A. : *Fizicieskie gsnovî teorii stoikosti. Pejuşcih instrumentov*" Moskva 1960.
2. GORANSKII K. G.: „*K teorii avtomatizații injenernova truda*" Minsk 1962.
3. LARIN M. N. : „*Parametrii geometrici optimi ai părții așchietoare a sculelor*", I.D.T. București 1953.
4. LĂZĂRESCU I. D.: *Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor*". E.D.P. București 1964.
5. Dr. TSCHIRF L. und Dr. EDER E. : „*Standzeit eines Drehemei els bei veränderlicher Beavsprunchung*". Werkstattstehnik und Maschinenbau nr. 4/1958.

STUDIUL INFLUENȚEI VIBRAȚIILOR ÎNTRODUSE DE MOTOARELE ELECTRICE ȘI CURELELE FOLOSITE LA ANTRENAREA MAȘINII DE RECTIFICAT PLAN

VAJDA ALEXANDRU, PIUKOVICI IVAN, HOLLANDA DIONISIE

Cerințele tot mai exigente ce se pun față de funcționarea mașinilor unelte ridică o serie de probleme în proiectarea, construcția și exploatarea lor. Aceste cerințe pot fi grupate în trei grupe:

— precizie dimensională,
— precizie de formă geometrică,
— calitatea ridicată a suprafeței prelucrate.

În obținerea calității ridicate la suprafața prelucrată un rol hotărîtor îl joacă funcționarea liniștită, fără vibrații a mașinii unelte. Sursele de vibrații sînt multiple și anume: mase neechilibrate în mișcare de rotație, roțile dințate în angrenare, procesul de așchiere, motorul electric etc. Scopul lucrării este de a stabili influența vibrațiilor introduse de motorul electric și cureaua de transmisie asupra mersului liniștit al mașinilor unelte, pornindu-se de la observația că unele mașini de rectificat plan nu asigură calitatea suprafeței rectificate la același grad de netezime ca altele.

Vibrațiile în timpul prelucrării pot cauza apariția ondulațiilor pe suprafața prelucrată, care deși de ordinul micronmetrului pot avea o influență hotărîtoare la funcționarea piesei astfel prelucrate, din punctul de vedere al menținerii constante al grosimii peliculei de lubrifianți, iar în cazul cînd sînt mai accentuate pot duce la mărirea gradului de rugozitate. De aceea e foarte important să se cunoască influența diferitelor surse de vibrații, în cazul de față a motorului și a curelelor despre care se presupune că au o influență hotărîtoare în acest sens. Luînd în considerare această părere s-a trecut la prima etapă a lucrării, la cercetarea surselor care produc vibrații la motorul electric.

Studii amănunțite și foarte valoroase în această direcție au fost făcute în cadrul I.C.P.E. de colectivul Bichir N. și Vinaru L. (3), (4), (5). Sursele care produc vibrații în motoarele electrice sînt:

a) imprecizia prelucrării mecanice, care se manifestă în apariţia excentricităţii rotorului de masă m, la care dacă centrul de greutate are o excentricitate „e", în timpul rotirii cu viteza unghiulară ω, dezvoltă o forţă centrifugă:

$$F = m \cdot e \cdot \omega^2$$

Această forţă poate fi descompusă în orice moment în două componente perpendiculare (verticală V şi orizontală H) care variază armonic, date de relaţiile:

$$V = m \cdot e \cdot \omega^2 \sin \omega t$$

$$H = m \cdot e \cdot \omega^2 \cos \omega t$$

care produc asupra motorului vibraţii forţate (întreţinute) armonice. Mişcarea oscilatorie la care deplasarea poate fi reprezentată prin una din funcţiile : $x = a_0 \sin(\omega t + \varphi)$ sau $x = a_0 \cos(\omega t + \varphi)$ se numeşte vibraţie armonică. Prin derivate succesive se obţin expresiile vitezei şi acceleraţiei în mişcarea vibratorie (reprezentarea grafică a variaţiei deplasării, vitezei şi acceleraţiei este redată în fig. 1):

$$v = x' = a_0 \omega \cdot \cos(\omega t + \varphi)$$

$$a = x'' = a_0 \cdot \omega^2 \sin(\omega t + \varphi) = -\omega^2 \cdot x$$

unde $a_0 \cdot \omega$ şi $a_0 \cdot \omega^2$ reprezintă amplitudinile vitezei respectiv a acceleraţiei.

Revenind la sursele de vibraţii la motoarele electrice se arată că prin prelucrarea mecanică şi echilibrare dinamică, mărimea excentricităţii se reduce în aşa măsură încît vibraţiile cauzate de acesta să nu depăşească limitele admise.

Deoarece nu se poate realiza o echilibrare perfectă, normele de recepţie a motoarelor electrice prevăd anumite toleranţe pentru dezechilibrul remanent (e), care exprimat în μ m, reprezintă depărtarea centrului

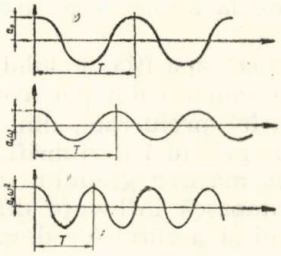


Fig. 1.

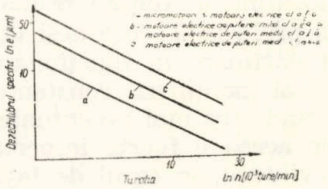


Fig. 2.

de greutate faţă de axa de rotaţie şi este funcţie de turaţia motorului. În fig. 2. se reprezintă grafic dependenţa dezechilibrului remanent (e) de turaţia (n) a motorului.

b) defecte de montaj şi uzură ca de exemplu: montarea rotorului în cazul axelor lagărelor necentrice, jocurile datorită montajului imprecis şi cîteodată modul de fixare al motorului.

c) vibraţii magnetice, care apar datorită acţiunii forţelor cîmpurilor electromagnetice din intrefier, vibraţii care au în special o contribuţie la zgomotul motorului.

În urma studiilor făcute s-a constatat că sursele cele mai importante de vibraţii sînt dezechilibrul rotorului şi calitatea lagărelor (rulmenţilor).

Criterii pentru aprecierea vibraţiilor

În vederea aprecierii unor vibraţii se determină următoarele mărimi: deplasările (liniare), deplasările unghiulare, vitezele, acceleraţiile, vitezele şi acceleraţiile unghiulare, frecvenţele, fazele şi deformaţiile. Referitor la vibraţiile admisibile ale motoarelor electrice se constată o varietate mare a criteriilor, vibraţiile fiind limitate funcţie de greutăţile motoarelor, turaţiile, tipurile şi destinaţia lor. Mai des se utilizează normele industriale privitoare la vibraţiile motoarelor asincrone trifazate din seria unitară de puteri de la 0,6—100 kW : În afară de mărimile uzuale din mecanică, specifice vibraţiei cum sînt : amplitudinea deplasării, amplitudinea vitezei, amplitudinea acceleraţiei, s-au stabilit şi alte mărimi şi anume: intensitatea vibraţiei (i) avînd ca măsură practică (s) vibrarul şi nivelul vibraţiilor exprimat în pali.

Corelaţia dintre intensitatea măsurată în cm^2/sec^3 şi în vibrar şi nivelul vibraţiei măsurat în pali este reprezentată în fig. 3. Curbele sînt de egală percepere, adică de-a lungul lor nivelul este constant. Se vede că la frecvenţe ridicate curbele se apropie, ceea ce arată că trepidaţiile cu diverse nivele devin la fel de supărătoare.

Zgomotul motoarelor electrice

Funcţionarea nesilenţioasă a unui motor electric este un indiciu sigur asupra existenţei unor defecţiuni mecanice sau electrice, cîteodată fiind singurul mijloc de depistare a defecţiunilor în comportarea dinamică a motorului. Din acest motiv studiul zgomotului a căpătat în ultimul timp o importanţă mare. Zgomotul este un indiciu de existenţă a vibraţiilor care se transmit şi la maşina unealtă, la antrenarea căreia este utilizat motorul. Dar şi în cazul cînd legătura dintre motorul electric şi maşina unealtă este realizată cu elemente care amortizează vibraţiile motorului (transmisie cu curea) undele sonore sînt recepţionate de maşina unealtă şi transformate în vibraţii ale acesteia.

Pentru aprecierea obiectivă a zgomotelor se folosește noțiunea de nivel al intensității acustice sau al presiunii acustice, exprimat în decibeli (dB), aceasta determinînd numai mărimea fizică a intensității sunetului, indiferent de frecvența lui, față de nivelul de intensitate auditivă (unitatea de măsură — fonul) care determină valoarea fiziologică a percepției sunetului, adică diferența de sensibilitate a auzului față de sunetele cu frecvențe diferite. Dependența dintre intensitatea acustică și frecvența pentru diferite valori ale intensității auditive este dată în figura 4, reprezentînd undele de egală intensitate auditivă.

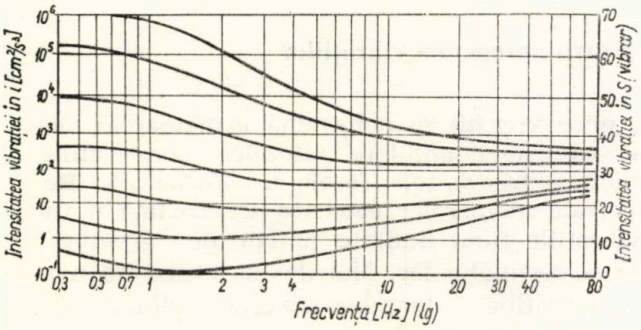


Fig. 3.

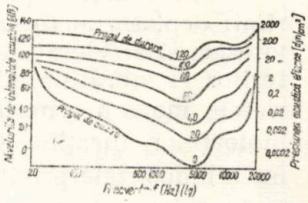


Fig. 4.

Apariția zgomotului în timpul funcționării unui motor electric este determinată în mare măsură de dimensionarea electrică și constructivă, de toleranțele de execuție și de gradul de încărcare al motorului. Sursele care produc zgomot în gama frecvențelor acustice sînt: sistemul de ventilație, circuitul magnetic, lagărele și periile. Studiul poate fi mult ușurat dacă se face analiza separat pentru fiecare sursă în parte, fiecare putîndu-se elimina succesiv prin unele modificări aduse motoarelor sau prin schimbarea regimului lor de lucru.

Norme pentru controlul zgomotului motoarelor electrice

După cum s-a arătat mai sus primul indiciu asupra impreciziei motorului electric este existența zgomotului. De aceea una din metodele de control în stare montată a motoarelor este controlul nivelului de zgomot, în care scop s-au redactat norme, în cadrul Uzinei „Electroprecizie" Săcele, în colaborare cu I.C.P.E., care au la bază normele internaționale, standardele STAS 7301—65, UDE 0530/66 partea 1/1, conform căror norme, în timpul controlului nivelul de zgomot al motoarelor nu trebuie să depășească valorile din tabelul de mai jos. Valorile sînt date în decibeli scara A, dB (A).

Încercările efectuate asupra motoarelor electrice în vederea determinării nivelului de zgomot sînt: încercările tip și încercările de lot (producția în timp de 24 ore a unui anumit tip de motor) care folosește un sonometru ale cărui condiții tehnice sînt prezentate tabelar. Încercările se

Tabelul 1

Putere nominală (kW)		Răcire interioară				Răcire exterioară			
		Turația nominală rot./min.				Turația nominală rot./min.			
		3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750
—	1,5	—	—	—	—	71	68	64	—
1,5	4	—	—	—	—	76	72	67	—
4	15	80	75	72	—	85	78	74	71

efectuează într-o cameră izolată, fonic, motorul rotindu-se în gol, alimentat la tensiunea și frecvența nominală, sonometrul lucrînd cu filtrul A cu microfonul la distanța de 1 m de la carcasă pe verticală, în sus, funcție de nivelul de zgomot în timpul funcționării făcîndu-se anumite corecții, date în tabele. Controlul se efectuează selectiv, pe baza indicațiilor date în tabele.

Determinări privind zgomotul motoarelor electrice

În continuare se pune problema de a stabili în ce măsură motoarele electrice recepționate în condițiile mai sus arătate, corespund antrenării mașinilor unelte de precizie — a mașinii de rectificat în particular și în primul rînd de a determina influența impreciziei rulmenților asupra mersului liniștit al motoarelor electrice. După verificarea preciziei dimensionale și de formă a pieselor componente, a calității montajului, toate acestea fiind în limitele de toleranță și de condiții tehnice prescrise, s-a trecut la studiul apariției zgomotului în timpul funcționării motorului electric datorită rulmenților, pe un lot de 50 de motoare electrice de 1,1 kW cu 3000 rot/min, destinate pentru export. La asamblarea celor 50 de motoare scoase de pe linia de montaj fără nici o selecționare, s-au utilizat două categorii de rulmenți (categoria „a" și categoria „b") diferiți din punct de vedere al nivelului de vibrații.

După verificarea lor, nivelul de vibrații al fiecărui rulment, măsurat cu ajutorul aparatului EIDOMETRU—RIV—MP—107, s-a trecut în tabelul 2.

Din cele 50 de motoare verificate la precizie, 25 de motoare au fost asamblate cu rulmenți categoria „a", iar restul de 25 de motoare cu rulmenți categoria „b", după ce în prealabil rulmenții din fiecare categorie au fost împerecheați, iar motoarele au fost numerotate de la 1—25.

Tabelul 2

Nr. rulment	Rulment categoria „a"			Rulment categoria „b"		
	frecvenţă			frecvenţă		
	joasă	medie	înaltă	joasă	medie	înaltă
1	30	15	15	35	14	10
2	38	25	14	35	13	8
3	35	18	15	40	15	10
4	35	35	20	20	13	8
5	35	35	18	45	14	8
6	60	20	17	30	13	7
7	50	38	25	30	12	8
8	40	20	18	30	14	8
9	40	18	16	25	14	7
10	50	40	20	16	10	6
11	65	15	14	45	15	8
12	38	22	16	30	14	10
13	42	16	14	20	13	8
14	60	60	20	40	14	8
15	70	18	18	30	14	10
16	50	20	18	25	14	8
17	60—80	20	15	50	15	9
18	30	60	35	20	13	8
19	30	50	30	40	13	8
20	35	20	18	35	13	8
21	25	18	16	20	13	8
22	30	18	15	35	14	8
23	60	20	16	30	13	8
24	70	42	30	25	13	10
25	35	18	18	20	14	9
26	40	13	15	40	14	8
27	50	22	16	30	13	10
28	40	18	18	35	13	8
29	60	16	15	40	14	8
30	50	16	15	25	13	9
31	42	15	15	25	13	8
32	70	38	20	30	14	9
33	50	18	16	30	13	8
34	30	25	20	25	12	7
35	40	16	14	25	13	8
36	40	18	18	30	15	8
37	55	18	15	30	10	10
38	30	30	30	20	8	5
39	60	30	20	20	14	9
40	30	18	14	30	15	10
41	40	20	15	30	14	8
42	40	18	14	60	15	10
43	40	14	15	20	10	8
44	40	20	18	45	13	8
45	40	20	15	30	13	7
46	50	40	42	25	13	10
47	40	18	15	25	12	8
48	35	14	14	35	13	7
49	50	20	15	30	14	9
50	30	15	14	30	14	7

După ce s-a acceptat un motor al cărui nivel de zgomot a fost luat ca etalon, un colectiv de ingineri și tehnicieni, inclusiv autorii lucrării de față, urmărind funcționarea fiecărui motor în gol, a apreciat calitatea motorului prin comparație cu etalonul din punct de vedere al nivelului și intensității zgomotului cu ajutorul calificativelor: „foarte bun", „bun", etc., după cum se vede în tabelul 3.

Tabelul 3

Motoare cu rulmenți categoria „a"			Motoare cu rulmenți categoria „b"		
nr. motorului	nr. rulmenților	calificativul (auditiv)	nr. motorului	nr. rulmenților	calificativul (auditiv)
1	29 : 31	respins	1	50 : 35	bun
2	15 : 36	respins	2	17 : 3	foarte bun
3	6 : 40	respins	3	15 : 45	bun
4	16 : 27	respins	4	32 : 6	bun
5	12 : 35	respins	5	29 : 33	bun
6	13 : 28	respins	6	10 : 22	bun
7	1 : 41	respins	7	43 : 11	foarte bun
8	32 : 25	respins	8	28 : 41	bun
9	2 : 10	respins	9	1 : 47	foarte bun
10	7 : 46	respins	10	28 : 24	foarte bun
11	43 : 48	respins	11	21 : 42	bun
12	34 : 37	respins	12	46 : 48	foarte bun
13	4 : 26	respins	13	39 : 16	foarte bun
14	33 : 21	satisfăcător	14	30 : 9	foarte bun
15	9 : 42	respins	15	18 : 19	bun
16	18 : 47	respins	16	8 : 34	bun
17	19 : 49	respins	17	26 : 2	foarte bun
18	3 : 38	respins	18	12 : 20	foarte bun
19	5 : 22	bun	19	36 : 37	bun
20	45 : 39	respins	20	5 : 27	bun
21	8 : 20	respins	21	23 : 4	bun
22	30 : 14	respins	22	7 : 44	respins
23	23 : 17	satisfăcător	23	13 : 14	foarte bun
24	50 : 11	respins	24	49 : 40	bun
25	44 : 24	respins	25	31 : 25	bun

În determinările de mai sus, s-au luat în considerare numai zgomotele la alimentarea cu tensiune minimă pentru turația nominală, regim la care zgomotul datorită vibrațiilor magnetice, este minim. Din analiza aprecierilor făcute se observă că din cele 25 motoare cu rulmenți de categoria „a" din punct de vedere al nivelului de zgomot, numai unul a fost apreciat ca fiind „bun", două „suficient" și 22 „respins". În schimb din cele 25 de motoare montate cu rulmenți din categoria „b" numai un singur motor a fost „respins".

Pentru a scoate mai mult în evidență influența rulmenților s-a făcut următoarea experiență: la cîte 5 motoare din cele 2 grupe de 25 li s-au schimbat rulmenții și anume: dintre motoarele montate inițial cu

rulmenţi de categoria „b“ s-au ales 5 motoare apreciate ca „foarte bun“ la care s-au schimbat rulmenţii cu rulmenţi provenind de la 5 motoare asamblate cu rulmenţi de categoria „a“ apreciate ca „respins“, la acestea din urmă montîndu-se rulmenţi de categoria „b“ de la cele 5 motoare care iniţial au fost asamblate cu rulmenţi de categoria „b“. Cele 10 motoare astfel asamblate au fost supuse verificărilor în aceleaşi condiţii, rezultatele fiind trecute în tabelul nr. 4.

Tabelul 4

Nr. motor	Starea iniţială (din tab. 5)		După schimbarea rulmenţilor	
	rulmenţi	calificativ	rulmenţi	calificativ
9	categoria „b“	foarte bun	categoria „a“	respins
10	categoria „b“	foarte bun	categoria „a“	respins
12	categoria „b“	foarte bun	categoria „a“	respins
13	categoria „b“	foarte bun	categoria „a“	respins
18	categoria „b“	foarte bun	categoria „a“	respins
20	categoria „a“	respins	categoria „b“	foarte bun
21	categoria „a“	respins	categoria „b“	satisfăcător
22	categoria „a“	respins	categoria „b“	bun
24	categoria „a“	respins	categoria „b“	bun
25	categoria „a“	respins	categoria „b“	bun

Din rezultatele măsurătorilor şi experimentărilor reiese influenţa hotărîtoare pe care o are calitatea rulmenţilor asupra funcţionării liniştite, fără vibraţii a motorului electric.

Folosindu-se concluziile experimentale s-a trecut la selectarea unui etalon de rulment care să servească la reglarea aparatului de măsurat vibraţii tip EIDOMETRU, selecţionarea rulmentului făcîndu-se după criteriul nivelului de zgomot produs, care să fie sub nivelul zgomotului luat ca etalon. Cu ajutorul acestui etalon se pot selecţiona rulmenţii destinaţi motoarelor electrice folosite la antrenarea maşinilor de rectificat plan şi în general a maşinilor unelte.

A doua etapă în studiul propus se referă la transmisiile cu curele trapezoidale, la determinarea rigidităţii dinamice şi a coeficienţilor de amortizare. Pentru a putea face calculul dinamic al sistemului de acţionare al maşinii unelte prin curele sînt necesare informaţii asupra rigidităţii sale dinamice şi asupra capacităţii de amortizare. Pentru determinarea experimentală a rigidităţii dinamce la torsiune (j_r) şi a coeficientului de amortizare ughiulară (k_r) la transmisiile cu curele trapezoidale, precum şi a relaţiilor dintre aceştia şi unii parametri ai regimului de funcţionare a transmisiei se recurge la bancul de probă din figura 5, utilizat de ENIMS.

Roata de curea conducătoare 1 a transmisiei cu curele trapezoidale studiate, este montată pe doi rulmenţi radiali-axiali cu bile, la capătul dornului în consola 2 şi cuplată de arborele de torsiune 3, la capătul din stînga fiind încastrat în corpul bancului de probă. Roata de curea 4, este şi ea frînată pentru realizarea unui sistem monomasic cu două puncte de încastrare. Forţa de preîntindere a curelei poate fi reglată prin deplasările plăcii 5, cu ajutorul şuruburilor de întindere 6. Controlul forţei de întindere se face continuu, cu ajutorul unui comparator cu cadran 7, care indică săgeata dornului 2 etalonat anterior. În fig. 5 *b* este reprezentată schema de calcul a sistemului de torsiune a bancului de probă. Valorile lui j_1 şi I au fost :

$I = 0{,}2.10^4$ Kgfcm/rad;

$j_1 = 0{,}1$ Kgfcms^2.

Printr-o lovitură liberă se obţine înfăşurarea curelei şi răsucirea barei de torsiune 3, după aceasta roata de curea 1 continuînd să efectueze oscilaţii de torsiune libere amortizate. Valorile amplitudinilor oscilaţiilor barei 3 se înregistrează utilizînd timbre tensiometrice lipite pe aceasta. Semnalul de la traductoare, după amplificare este transmis la bucla oscilografului şi înregistrat pe peliculă. Oscilogramele înregistrate au fost prelucrate în vederea obţinerii perioadei de amortizare a oscilaţiilor T_d, a degrementului logaritmic de amortizare λ, pentru sistemul din figura 5 *b* şi a mărimilor lui T_{d1} şi λ_1 pentru sistemul din figura 5 *c*. Utilizînd relaţiile din teoria oscilaţiilor se obţine :

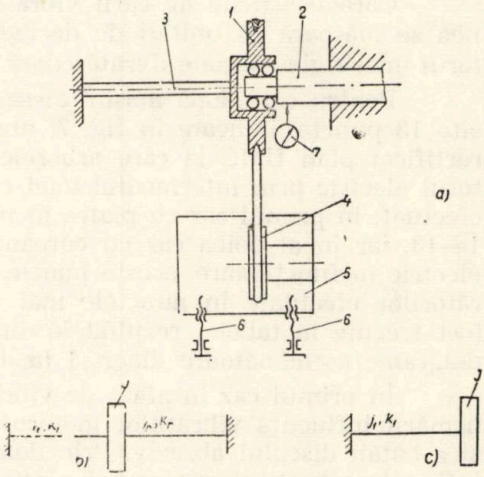


Fig. 5.

$$j_r = J\left(\frac{4\pi^2+\lambda^2}{Td^2} - \frac{4\pi^2+\lambda_1^2}{Td_1^2}\right); \quad K_r = 2J\left(\frac{\lambda}{Td} - \frac{\lambda_1}{Td_1}\right).$$

Datele experimentale obţinute au permis calcularea valorilor j_r şi k_r şi stabilirea relaţiei dintre acestea şi tensiunea iniţială σ_0 precum şi amplitudinea relativă a oscilaţiilor (ε_i). Fiind în posesia datelor legate de vibraţiile motoarelor electrice, de vibraţiile, rigiditatea şi coeficientul de amortizare a curelei trapezoidale s-a trecut la determinări experimentale măsurîndu-se vibraţiile a două maşini de rectificat plan (a unei maşini produse de Uz. mecanică Cugir şi a unei maşini produse de firma BLOHM din R. F. a Germaniei, tip HFS—6).

Măsurările s-au efectuat cu un aparat electronic de precizie pentru măsurarea nivelului zgomotolui, adaptabil şi pentru măsurarea vibraţiilor, a firmei BRUEL şi KJAER DANEMARCA, tip 2203 (fig. 6 *a)* cu fil-

tru de octavă tip 1613) (fig. 6 b), devenind astfel un analizator de frecvenţă uşor de manevrat. În vederea măsurării vibraţiilor aparatul este prevăzut cu un integrator (poz. 8), care primeşte semnalul de la un traductor piezoelectric (poz. 10) prin intermediul unui cablu 9. Traductorul se fixează pe maşină studiată prin intermediul unui magnet sau al unui şurub. Integratorul este prevăzut cu 3 poziţii A, V, D, pentru înregistrarea acceleraţiilor vibraţiilor, vitezelor vibraţiilor, respectiv a amplitudinilor vibraţiilor.

Caracteristicile mişcării vibratorii, acceleraţia, viteza şi amplitudinea se măsoară în unităţi de decibeli, transformarea făcîndu-se cu ajutorul unei rigle speciale livrată odată cu aparatul.

Pentru cele două maşini alese în studiu s-au măsurat vibraţiile în cîte 13 puncte, indicate în fig. 7, numerotate de la 1—13. La maşina de rectificat plan UMC la care arborele portpiatră este antrenat de la motorul electric prin intermediul unei curele trapezoidale, măsurătorile s-au efectuat; în primul caz cu piatra în mişcare de rotaţie, notate cu punctele 1—13, iar în al doiea caz cu cureaua demontată, menţinîndu-se motorul electric în funcţionare, aceste puncte notate cu 1'—13'. Rezultatele măsurătorilor efectuate în punctele mai sus amintite, în ambele condiţii au fost trecute în tabele, rezultatele din aceste tabele fiind reprezentate în diagrame asemănătoare diagr. 1 (a, b, c), corespunzătoare punctului 1.

În primul caz în afară de vibraţiile cauzate de surse exterioare s-a urmărit influenţa vibraţiilor motorului electric, a curelelor de transmisie şi a bătăii discului abraziv. Prin demontarea curelei s-a menţinut numai influenţa vibraţiilor motorului electric transmise prin corpul maşinii. La maşina tip HFS—6, s-au măsurat aceleaşi 13 puncte, valorile însă au fost consemnate numai în 5 puncte şi anume punctele 1, 2, 4, 11, 12. Datele obţinute în cazul funcţionării maşinii cu piatra montată (punctele 1, 2, 4, 11 şi 12) şi piatra demontată (punctele 1', 2', 4', 11' şi 12') sînt înregistrate în tabele, reprezentarea rezultatelor din tabele fiind dată în diagrame asemănătoare diagramei 2 (a, b, c) corespunzătoare punctului 1 de pe maşina tip HFS—6.

Concluzii

Analizînd rezultatele studiului teoretic şi cercetărilor experimentale se desprind următoarele:

1. Conform ipotezei puse iniţial, vibraţiile motorului electric şi a curelei de transmisie au influenţă asupra vibraţiei arborelui portsculă.

2. Arborele portsculă vibrează sub influenţa mai multor surse din interiorul maşinii şi din mediul înconjurător, transmise prin sol şi prin atmosferă (unde acustice). Ponderea cea mai mare, variind între 70 la sută şi 90 la sută, o au sursele în afara motorului electric şi a transmisiei cu curele, aceasta fiind dovedită în primul rînd prin constatarea că arborele portsculă vibra şi atunci cînd motorul electric de antrenare a discului abraziv nu funcţiona.

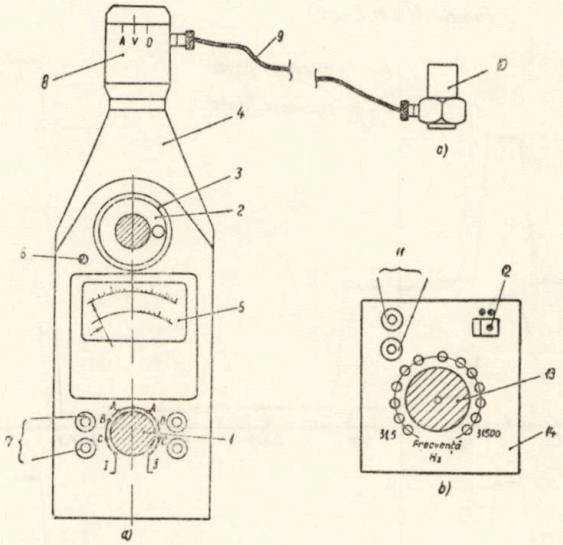


Fig. 6.

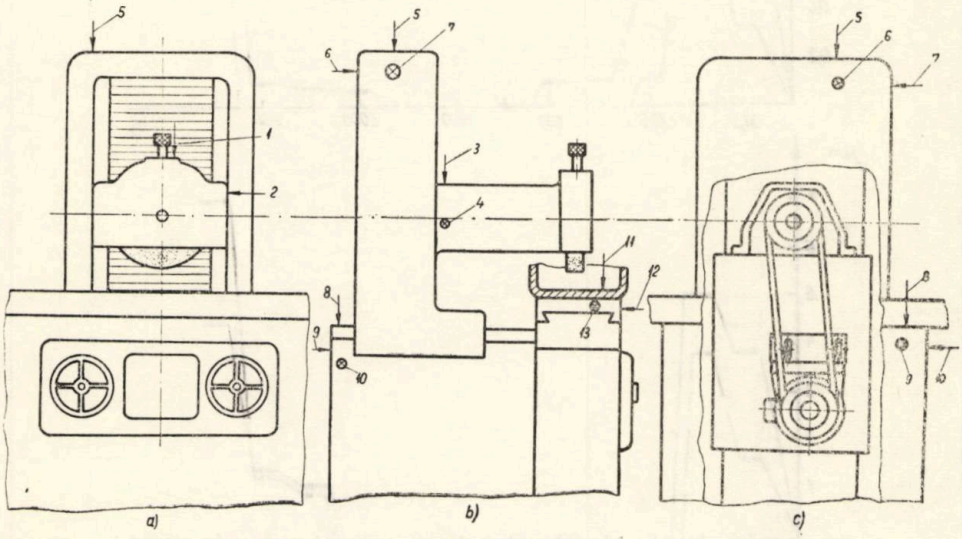


Fig. 7.

Diagrama 1 (a, b. c)

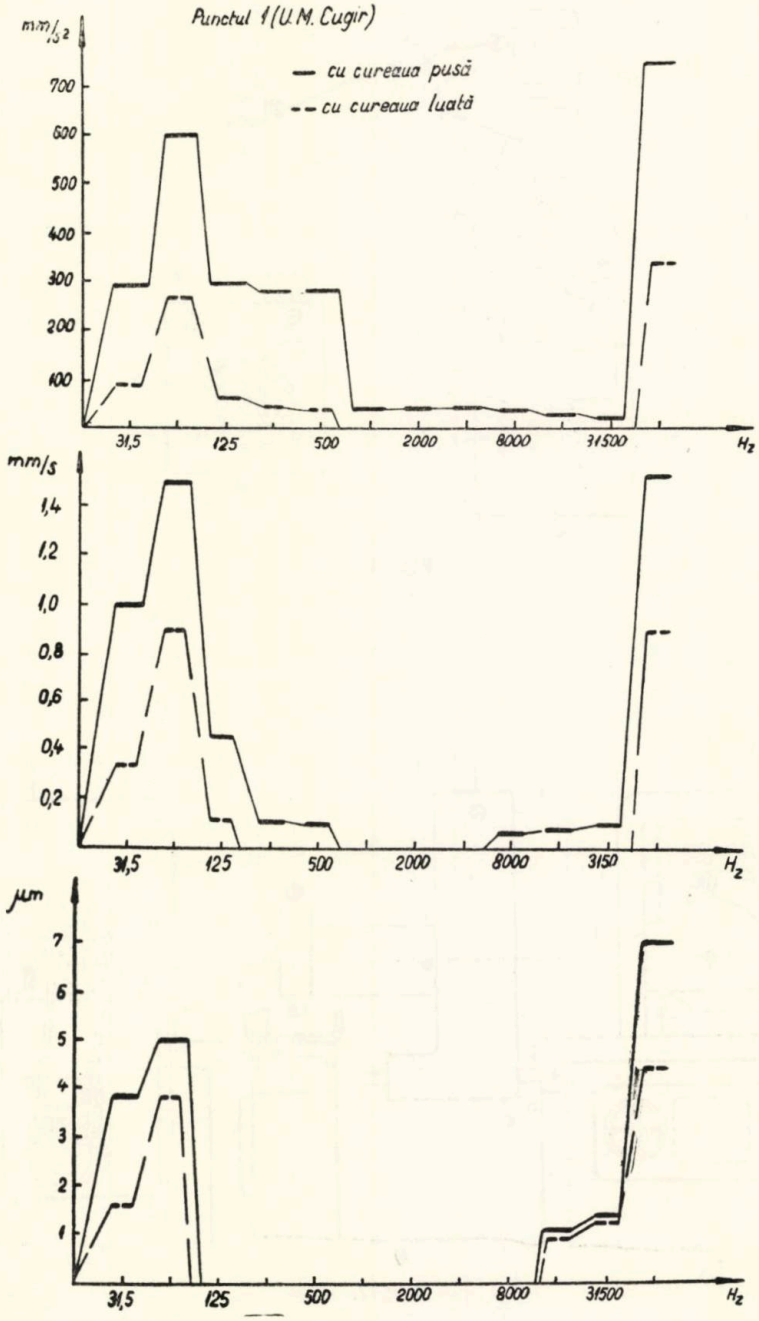
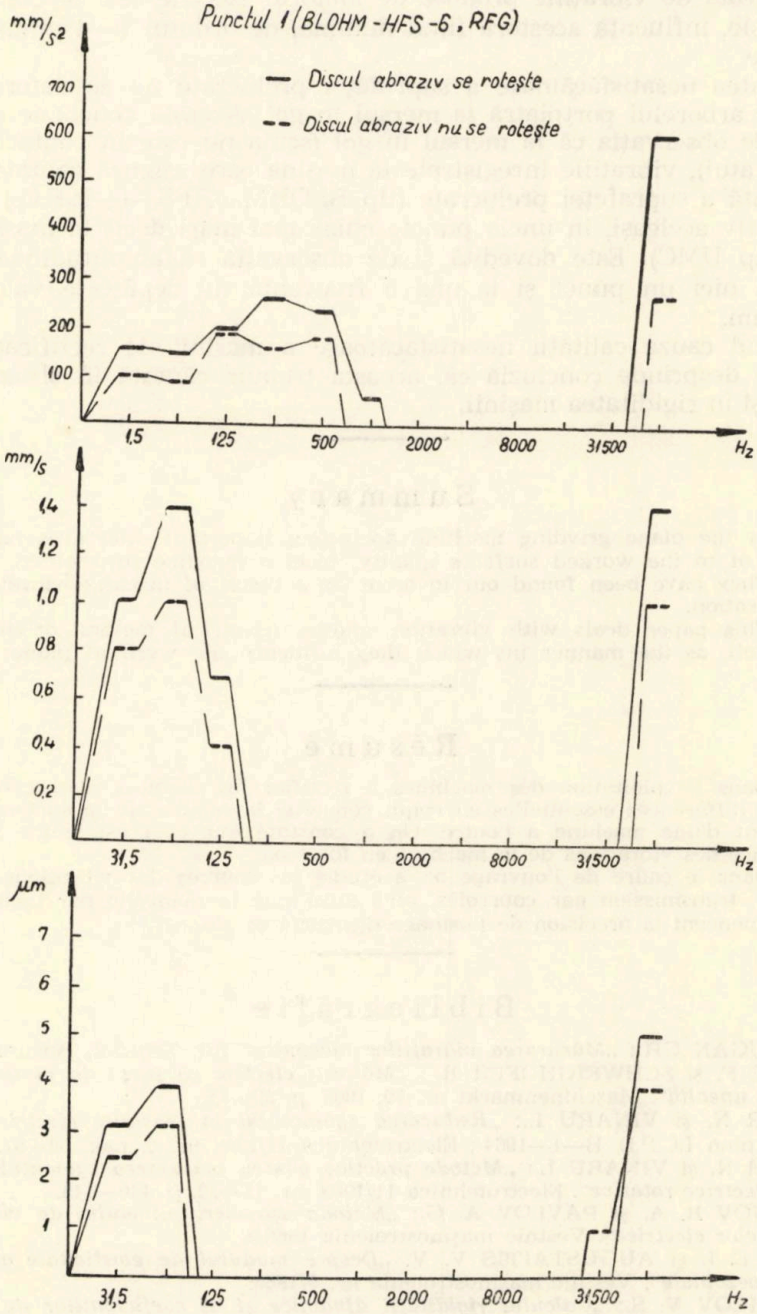


Diagrama 2 (a, b, c)



3. Calitatea nesatisfăcătoare a suprafeţei prelucrate contrar ipotezei nu este cauzată de vibraţiile produse de motorul electric sau de cureaua de transmisie, influenţa acestora fiind minimă, de ordinul 1—4 μmm la amplitudine.
4. Calitatea nesatisfăcătoare a suprafeţei prelucrate nu se datoreşte vibraţiilor arborelui portpiatră la mersul în gol. Această concluzie este dovedită de observaţia că la mersul în gol (scula nu este în contact cu semifabricatul), vibraţiile înregistrate la maşina care asigură calitatea foarte ridicată a suprafeţei prelucrate (tip BLOHM—HFS—6, R.F.G.) sînt aproximativ aceleaşi, în unele puncte chiar mai mari decît la maşina studiată (tip UMC). Este dovedită şi de observaţia că amplitudinea vibraţiilor în nici un punct şi la nici o frecvenţă nu depăşeşte valorile de 6—8 μmm.
5. Privind cauza calităţii nesatisfăcătoare a maşinii de rectificat plan UMC se desprinde concluzia că, aceasta trebuie căutată în sistemul hidraulic şi în rigiditatea maşinii.

Summary

In the plane grivding machine operation, important diferences have been observed of to the worked surfaces quality, from a machine to another.

They have been found out to occur as a result of machine vibrations during opperation.

This paper deals with vibration sources (electrical motors, driving belts, etc) as well, as the manner ins which they influence the work of plane grinding

Résumé

Dans l'exploitation des machines à rectifier les surfaces planes, ou a observé des différences essentielles en cequi concerne la qualité de la surfacé usinéé, qui varient d'une machine à l'outre. On a constaté que cela est, entre autre, la conséguence des vibrations de la machine en fonction.

Dans le cadre de l'ouvrage on a étudié les sources des vibrations (moteur éléctrique, transmission par courroies, etc.) ainsi que la manivèle par laquelle celles-ci influencent la précision de l'usinage des surfaces planes.

Bibliografie

1. BUZDUGAN GH.: *„Măsurarea vibraţiilor mecanice"* Ed. Tehnică, Bucureşti 1964.
2. EISELE F. şi SCHWEIGHOFER R. : *„Motorul electric ca sursă de perturbaţii la maşina unealtă"*. Maschinenmarkt nr. 79, 1965, p. 39—45.
3. BICHIR N. şi VINARU L.: *„Reducerea zgomotului la maşinile electrice"*. Problemă plan I.C.P.E. B—1—1964 ; Electrotehnica 11/1963 nr. 2, pag. 50—57.
4. BICHIR N. şi VINARU L.: *„Metode practice pentru măsurarea zgomotului maşinilor electrice rotative"*. Electrotehnica 11/1963, nr. 11—12, p. 440—445.
5. KUDINOV B. A. şi PAVLOV A. G.: *„Metoda aprecierii nivelului de vibraţii al motoorelor electrice"*. Vestnic maşinostroienia 1966/3.
6. RIVIN E. I. şi AUGUSTAITIS V. V. *„Despre modulul de elasticitate al curelelor trapezoidale"*. Vestnic maşinostroienia nr. 9/1963.
7. HOMAICOV V. S.: *„Calculul rigidităţii dinamice şi al coeficienţilor de amortizare ai transmisiilor cu curele trapezoidale"*.

CONSIDERAŢIUNI TEORETICE CU PRIVIRE LA REGLAREA AUTOMATĂ A REGIMULUI DE AŞCHIERE LA FREZARE

BOANGIU GHEORGHE

În comparaţie cu sistemele bazate pe programe înregistrate, sistemele de reglare automată prezintă avantajul că nu necesită un program şi, poate fi utilizat pentru prelucrarea metalelor cu cele mai diferite caracteristici mecanice şi dimensionale.

De asemenea sistemul de reglare automată, elimină complet aproximaţiile care s-au făcut la stabilirea formulelor necesare calculării valorilor elementelor regimului de aşchiere.

Cercetările făcute pînă în prezent în acest domeniu au rezolvat numai parţial această problemă. Adică au rezolvat fie numai reglarea avansului, fie numai reglarea vitezei de aşchiere.

Prin prezenta lucrare se urmăreşte să se realizeze reglarea automată concomitentă a celor doi parametri, în aşa fel încît în procesul de prelucrare să se obţină o productivitate şi o precizie maximă.

Pentru reglarea automată a regimului de aşchiere pe maşini-unelte se poate alege ca mărime conducătoare, unul din următorii parametrii:

1. Componenta Py a forţei de aşchiere, aceasta folosindu-se în special la maşinile de rectificat;
2. Componenta principală Pz a forţei de aşchiere;
3. Componenta Px a forţei de aşchiere;
4. Adîncimea de aşchiere;
5. Puterea electrică consumată de motorul sau motoarele electrice, pentru antrenarea lanţurilor cinematice ale maşinii respective;
6. Momentul rezistent la arborele motor.

Din analiza avantajelor şi dezavantajelor pe care le prezintă folosind ca mărime conducătoare unul din factorii de mai sus, a rezultat că la maşinile de frezat cel mai economic şi totodată singura care dă posibi-

litatea reglării automate concomitent a tuturor elementelor regimului de aşchiere, este componenta principală Pz a forţei de aşchiere.

Prin menţinerea constantă a componentei principale a forţei de aşchiere, se poate regla concomitent viteza de avans a mesei şi turaţia axului principal al maşinii, în aşa fel încît să se realizeze un regim de aşchiere optim (sau economic), ceea ce înseamnă că prelucrarea se va face cu un preţ de cost minim, respectînd în acelaşi timp durabilitatea economică a sculei şi condiţiile de precizie dimensională a piesei pe întreaga suprafaţă prelucrată, indiferent de variaţia formei suprafeţei şi caracteristicile mecanice ale piesei prelucrate.

La stabilirea unui regim de aşchiere, importanţă deosebită are determinarea exactă a forţei de aşchiere, sau, cel puţin a componentei principale a acesteia, ceea ce este foarte greu de realizat din cauza multiplilor factori care intervin în stabilirea acsteia. Astfel, numai funcţie de viteza de aşchiere componenta Pz a forţei de aşchiere variază după relaţia :

$$Pz = \frac{C}{V^{0,06 \div 0,15}}$$

Din această relaţie, se vede că exponentul vitezei de aşchiere variază într-un domeniu foarte larg ceea ce face ca şi forţa de aşchiere Pz să aibă valori diferite.

Mai greu de apreciat este însă influenţa uzurii sculei în timpul prelucrării care provoacă după cum se ştie o creştere a forţei de aşchiere aproximativ proporţională cu mărirea sa.

Aceste variaţii neputînd fi neglijate, condiţiile concrete sînt greu de apreciat.

Reglarea regimului cu Pz ca mărime conducătoare, include măsurarea continuă a acesteia, şi deci înlăturarea oricărei erori în aprecierea factorilor care îi influenţează valoarea, devenind astfel posibilă fixarea unui regim de aşchiere corect pe o maşină, indiferent de uzura sculei, caracteristicile materialului etc.

Menţinerea constantă a forţei Pz se poate realiza prin modificarea avnsului în funcţie de care se stabileşte viteza de aşchiere economică, sau prin modificarea vitezei în funcţie de care se va regla avansul. Se demonstrează însă că a doua soluţie nu duce la obţinerea unei productivităţi maxime deoarece această soluţie nu permite stabilirea unui avans maxim, lucru spre care se tinde astăzi în prelucrările prin aşchiere.

Legătura funcţională dintre viteza de aşchiere V. viteza de avans Sm şi forţa Pz.

Această legătură trebuie determinată din condiţia asigurării durabilităţii economice a sculei menţinînd componenta Pz a forţei de aşchiere la o valoare constantă.

În cazul general la prelucrarea oricărei piese se poate considera că adîncimea de aşchiere „t" variază pe lungimea suprafeţei, deci se poate scrie că $t = f(l)$.

Această variaţie poate fi atît în secţiunea longitudinală (în direcţia avansului longitudinal), cît şi în secţiunea transversală (în direcţia avansului transversal).

Variaţia reală a adîncimii de aşchiere nu poate fi cunoscută la majoritatea cazurilor de frezare. Pentru aceasta se consideră că la reglarea automată a regimului de aşchiere, parametrul independent este adîncimea de aşchiere, iar mărimea conducătoare de prim ordin este componenta principală **Pz a** forţei de aşchiere.

Din teoria aşchierii se cunoaşte că viteza de aşchiere în cazul frezării este dată de relaţia :

$$V = \frac{C_v \cdot D^{q_v}}{T^m \cdot S_z^{x_v} \cdot t^{y_v} \cdot B^r \cdot Z^n} \text{ [m/min]} \quad (1)$$

Din această relaţie rezultă că, pentru a menţine durabilitatea economică a sculei, în cazul cînd t variază, trebuie să se acţioneze asupra vitezei de aşchiere şi a avansului.

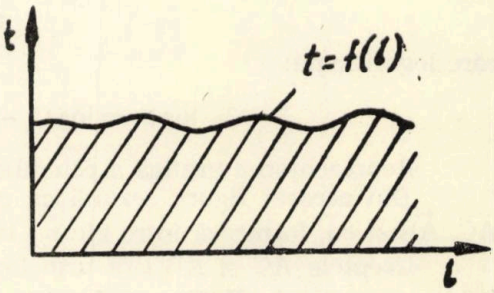


Fig. 1

Considerînd pentru un moment dat ca toţi factorii ce intră în relaţia (1) în afară de t şi Sz, sînt constanţi, expresia vitezei de aşchiere capătă următoarea formă :

$$V = \frac{C_1}{S_z^{x_v} \cdot t^{y_v}} \text{ [m/min]}$$

Considerînd că Sz=const. se obţine V= f(t) adică,

$$V = \frac{C_2}{t^{y_v}} \quad \text{unde} \quad C_2 = \frac{C_v \cdot D^{2v}}{T_{ec}^m \cdot S_z^{x_v} \cdot B^r \cdot Z^n}$$

care logaritmată devine:

$$\log \cdot V = \log \cdot C_2 - Y_v \log \cdot t \quad (2)$$

Considerînd apoi că t=const.,se obţine V=f(Sz),adică,

$$V = \frac{C_3}{S_z^{x_v}}, \text{ în care } C_3 = \frac{C_v \cdot D^{2v}}{T_{ec}^m \cdot t^{y_v} \cdot B^r \cdot Z^n}$$

Care logaritmată devine:

$$\log. V = \log. C_3 - X_v \log. S_z \quad (3)$$

Forţa principală la frezare este determinată cu ajutorul forţei tangenţiale Pt a cărei mărime medie este dată de relaţia:

$$P_t = C_F \cdot B \cdot S_z^{x_F} \cdot t^{y_F} \cdot D^{-q_F} \cdot Z \quad \text{[Kgf]}$$

Menţinînd constantă forţa tangenţială Pt (deci şi Pz) se poate scrie legătura funcţională între Sz şi t considerînd ceilalţi factori constanţi pentru un anumit moment dat.

$$S_z^{xF} = \frac{P_t \cdot D^{qF}}{C_F \cdot B \cdot Z \cdot t^{yF}} = \frac{C_4'}{t^{yF}}$$

sau

$$S_z = \frac{C_4}{t^{\frac{yF}{xF}}}$$

care logaritmată:

$$\log S_z = \log C_4 - \frac{yF}{xF} \log t \qquad (4)$$

Reprezentarea grafică a ecuaţiilor 2, 3 şi 4 este arătată în figura 2.

Din această figură rezultă că cele trei plane care conţin dreptele $\overline{AC}$, $\overline{AB}$ şi $\overline{cd}$, formează între ele un triedru (O, V, Sz, t).

Dreptele $\overline{AC}$ şi $\overline{AB}$ sînt urmele unui plan, planul ABFC care este planul ce conţine vitezele economice, deci vitezele care corespund durabilităţii economici (Tec), pentru fiecare punct din planul O M N K, corespunde un anumit Sz şi t).

În această figură dreapta $\overline{cd}$ reprezintă variaţia lui Sz în funcţie de t la Pz=constant.

Dacă se duce un plan prin această dreaptă ($\overline{cd}$) care să fie perpendicular pe planul OMNK, planul respectiv se va intersecta cu planul vitezelor economice după dreapta $\overline{c'd'}$. Punctele acestei drepte Xi', reprezintă valorile vitezelor economice corespunzătoare punctelor Xi de pe dreapta $\overline{cd}$.

Menţinînd constantă forţa Pz, variaţia lui Sz în funcţie de t are loc după dreapta. $\overline{cd}$.

Într-adevăr conform ecuaţiei (4) în care:

$C_4 = \left(\frac{P_z \cdot D^{qF}}{C_F \cdot B \cdot Z}\right)^{\frac{1}{xF}}$ rezultă că pentru C_4 = const. punctul C al dreptei $\overline{cd}$ are o valoare bine determinată în tot timpul operaţiei de frezare (păstrînd condiţiile iniţiale).

Deci dacă adîncimea de aşchiere variază între t_{min} şi t_{max} în perioada unui ciclu de lucru, avansul pe dinte Sz va lua anumite valori între Sz maxim şi Sz minim în aşa fel încît punctul Xi de coordonate ti şi Szi, să rămînă mereu pe segmentul de dreaptă $\overline{ab}$. În acelaşi timp pentru a menţine durabilitatea economică a sculei, viteza de aşchiere trebuie să varieze în aşa fel, încît punctul Xi' să se găsească mereu pe dreapta $\overline{a'b'}$, dreaptă care se află în planul vitezelor economice.

Dacă viteza de aşchiere în timpul unui ciclu de lucru (în timpul unei treceri) rămîne la o valoare constantă, de exemplu la valoarea deter-

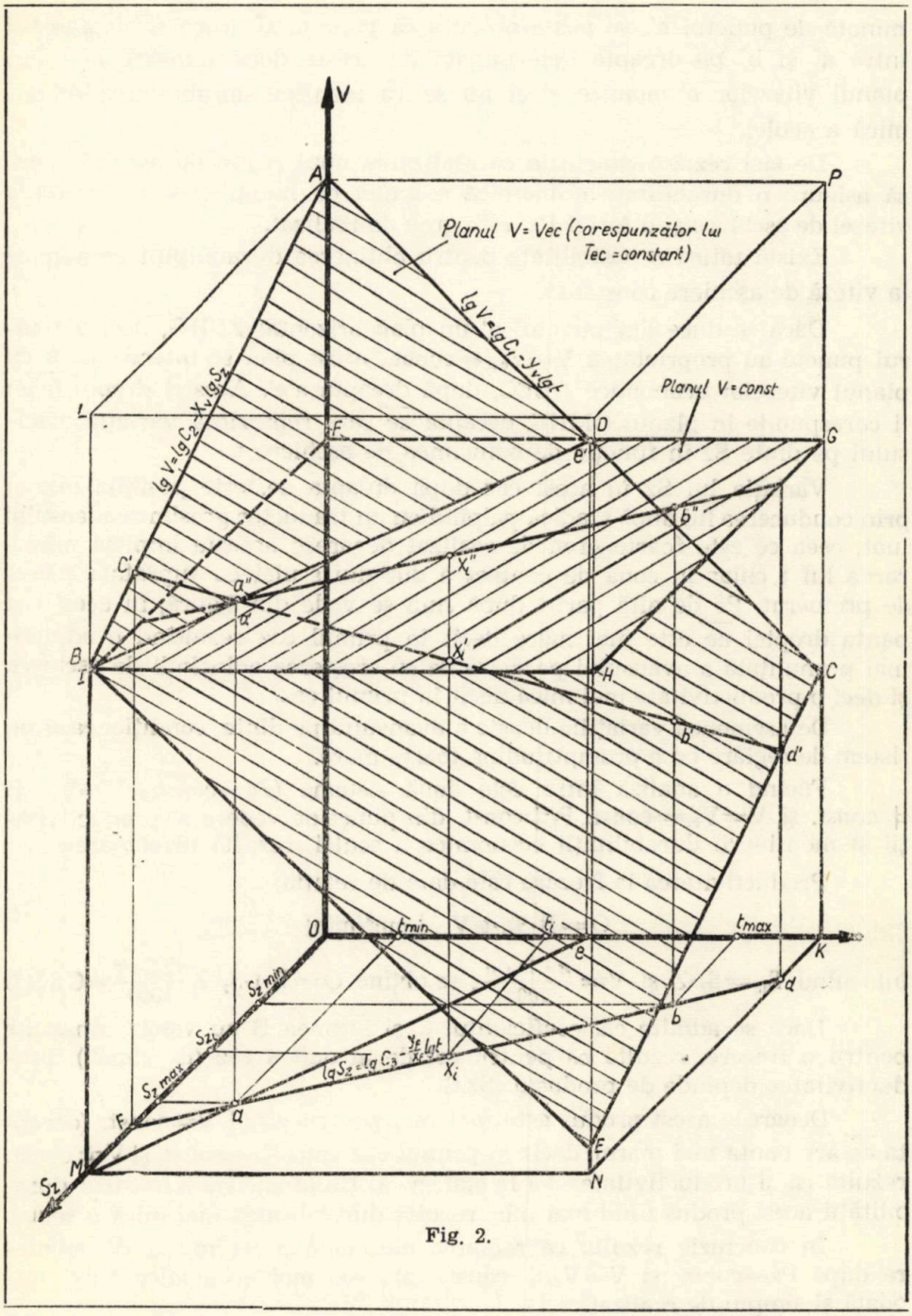

V
A
P
Planul V = Vec (corespunzător lui Tec = constant)
lg V = lg C1 - Y·lg t
Planul V = const
lg V = lg C2 - Xv·lg Sz
L
F
D
G
e''
b''
C'
a''
X''
a'
X'
B
I
H
C
b'
d'
O
tmin
ti
tmax
e
K
d
b
Sz min
Szi
Sz max
lg Sz = lg C3 - Ye/Xe lgt
Xi
F
a
E
M
N
Sz

Fig. 2.

minată de punctul a', se poate observa că punctul x_i'' (care se deplasează între a'' și b'' pe dreapta determinată de aceste două puncte), iese din planul vitezelor economice, deci nu se va menține durabilitatea economică a sculei.

De aici rezultă concluzia că realizarea unui regim de așchiere care să asigure o durabilitate economică a sculei cu menținerea constantă a vitezei de așchiere și a forței Pz, este greu de realizat.

Există totuși o posibilitate pentru obținerea durabilității economice la viteză de așchiere constantă.

Dacă se duce din punctul a' un plan orizontal FBHG, deci ale cărui puncte au proprietatea $V=V_{ec}$ =const., acest plan se intersectează cu planul vitezelor economice ABEC, după dreapta a'e'. Acestei drepte (a'e') îi corespunde în planul OMNK dreapta $\overline{ae}$ care reprezintă variația avansului pe dinte Sz în funcție de adîncimea de așchiere t.

Variația lui Sz în acest caz după dreapta $\overline{ae}$, este posibilă numai prin conducerea lui după t, adică palpînd cu un traductor grosimea adaosului luat, ceea ce este foarte greu de realizat deoarece aceasta implică măsurarea lui t chiar în zona de contact a dintelui sculei cu suprafața piesei de prelucrat. Pe de altă parte, după cum se vede din figură, în acest caz panta dreptei $\overline{ae}$ este mai mare decît în primul caz rezultînd o scădere mai pronunțată a avansului pe dinte Sz cu creșterea adîncimii de așchiere și deci o productivitate mai mică decît în primul caz.

De asemenea variațiile bruște a avansului pe dinte, condiționează un sistem de reglare cu o promptitudine foarte mare.

Făcînd o analiză între cele două sisteme (Pz=const., $V=V_{ec} \neq$ const. și $V=V_{ec}$= const., $P_z \neq$ const. din punct de vedere al productivității și menținerii durabilității economice a sculei, rezultă următoarele:

Productivitatea la frezare este dată de relația:

$$Q=B\cdot S_m\cdot t\cdot V \quad [mm^3/min]$$

înlocuind $S_m=S_z\cdot Z$ și $V=\frac{\pi\cdot D\cdot n}{1000}$, se obține $Q=B\cdot t\cdot S_z\cdot Z\frac{\pi . D . n}{1000}=C\,S_z\,t\,B$

Dacă se admite că, coeficientul C și lățimea B au valori constante pentru o trecere, rezultă că pentru cel de al doilea caz (n=const.), productivitatea depinde de produsul (Sz.t).

Deoarece acest produs este mai mic pentru cazul V=const. (dreapta $\overline{ae}$ are panta mai mare), decît în primul caz cînd Pz=const. și $V \neq$ const. rezultă că și productivitatea va fi mai mică. De asemenea și în cazul durabilității acest produs fiind mai mic, rezultă durabilitatea mai mică a sculei.

În concluzie rezultă că reglarea automată a regimului de așchiere după Pz=const. și $V=V_{ec} \neq$ const. este cea mai economică fiind totodată și simplu de realizat.

Studiul reglării regimului de aşchiere cu Pz=const. şi V=Vec≠const.

Pentru acest studiu se consideră un semifabricat de dimensiuni date, avînd adîncimea de aşchiere variabilă şi egală cu adaosul de prelucrare.

Adîncimea de aşchiere ca principal parametru independent fiind dată, urmează să se aleagă avansul şi viteza de aşchiere astfel, ca forţa Pz care rezultă efectiv din aşchiere, să satisfacă egalitatea Pz=Pzr, în care Pzr este forţa de reglaj stabilită.

Forţa Pzr se stabileşte în aşa fel încît avansul să fie egal cu avansul tehnologic maxim admisibil.

Forţa tangenţială medie care ia naştere în timpul aşchierii are expresia :

$$P_{t\,med} = C_F \cdot B \cdot S_z^{xF} \cdot t^{yF} \cdot D^{-qF} \cdot Z \quad [Kgf]$$

Deoarece această forţă este determinată de componenta principală Pz pe fiecare dinte al frezei, în continuare se va nota Pz=Pt med.

Neglijînd în prima aproximaţie dependenţa componentei Pz de viteza de aşchiere, se poate determina avansul necesar în funcţie de Pz cînd aceasta este egală cu forţa de reglaj.

$$S_z = \sqrt[x_F]{\frac{P_{zr}}{C_F\, B\, t^{yF}\, D^{-qF}\, Z}} \qquad (1)$$

Sistemul de reglare automată urmărind să satisfacă egalitatea (1) şi să menţină constantă componenta Pz, va regla avansul pînă la respectarea relaţiei (1) indiferent de valorile lui C_F, B, Z şi a exponenţilor respectivi.

Această relaţie însă, nu poate servi la reglarea la operaţia de frezare, deoarece avansul de dinte Sz depinde atît de viteza de avans Sm, cît şi de turaţia frezei (n).

Între viteza de avans şi turaţia axului principal există relaţia următoare :

$$S_m = S_z \cdot z \cdot n \qquad [mm/min]$$

de unde rezultă că $S_z = \frac{S_m}{z \cdot n}$ [mm/dinte]

Considerînd mărimile B, D, Z şi exponenţii respectivi ca fiind constante pentru o trecere anumită, din relaţia vitezei economice de aşchiere $V_{ec} = \frac{C_v\, D^{qv}}{T_{ec}^m \cdot S_z^{xv} \cdot t^{yv} \cdot B^r \cdot Z^n}$,

rezultă că :

$$V_{ec} = \frac{C_1}{S_z^{xv} t^{yv}}, \qquad (2)$$

în care

$$C_1 = \frac{C_v \cdot D^{q_v}}{T_{ec}^m \cdot B^r \cdot Z^n}.$$

Înlocuind pe $Sz = \frac{Sm}{n \cdot z}$ rezultă :

$$V_{ec} = \frac{C^2}{\left(\frac{S_m}{n \cdot z}\right)^{x_v} \cdot t^{y_v}} \tag{3}$$

în care :

$$C_2 = C_1 \cdot Z^{x_v}.$$

Pe de altă parte se poate scrie că $Vec = \frac{\pi D n_{ec}}{1000}$.

Egalînd cele două expresii ale vitezei economice rezultă :

$$n_{ec} = \frac{C_3^{\frac{1}{1-xv}}}{S^{\frac{xv}{1-xv}} \cdot t^{\frac{yv}{1-xv}}},$$

în care

$$C_3 = C_2 \frac{1000}{\pi D},$$

sau :

$$n_{ec} = \frac{C_4}{S_m^{\frac{xv}{1-xv}} \cdot t^{\frac{xv}{1-xv}}}, \tag{4}$$

în care

$$C_4 = C_3^{\frac{1}{1-xv}}.$$

Forța de așchiere este dată de relația :

$$P_z = C_F \cdot B \cdot S_z^{xF} \cdot t^{yF} \cdot D^{-qF} \cdot Z, \tag{5}$$

sau :

$$P_z = K S_z^{xF} \cdot t^{yF}, \tag{6}$$

unde

$$K = C_F \cdot B \cdot D^{-qF} \cdot Z.$$

Înlocuind pe $S_z = \frac{Sm}{n \cdot z}$ se obține :

$$P_z = K_1 \frac{S_m^{xF}}{n_{ec}^{xF}} \cdot t^{xF}, \tag{7}$$

unde

$$K_1 = K \frac{1}{z^{xF}},$$

din această relaţie rezultă că :

$$n_{ec}^{xF} = \frac{K_1 \cdot S_m^{xF} \cdot t^{yF}}{P_z}. \qquad (8)$$

Pentru respectarea simultană a celor două condiţii impuse adică, Pz=const. si V=Vec ≠ const. rezultă :

$$n_{ec} = \frac{C_4}{S_m^{\frac{xv}{1-xv}} \cdot t^{\frac{yv}{1-xv}}}$$

şi

$$n_{ec}^{xF} = \frac{K_1 \cdot S_m^{xF} \cdot t^{yF}}{P_z}.$$

Sistemul format din cele două ecuaţii fiind incompatibil, pentru rezolvarea lui, se admite o anumită eroare care nu depăşeşte în cazurile limită 5% din valoarea reală, şi anume se consideră că :

$$n_{ec} = \frac{C_4}{(S_m \cdot t)^A},$$

şi

$$n_{ec}^{xF} = \frac{(K_1 \cdot S_m \cdot t)^B}{P_z}$$

unde :

$$A = C\left(\frac{xv}{1-xv} - \frac{yv}{1-xv}\right) - \frac{yv}{-xv},$$

şi

$$B = C(x_F - y_F) + y_F,$$

în care :

$$C = \frac{(l_n \cdot S_m - 1)\,[l_n\,(S_m \cdot t) - 2] + 1}{[l_n\,(S_m \cdot t) - 2]^2 + 2}.$$

Rezolvînd sistemul cu aproximaţiile făcute, rezultă :

$$(S_m \cdot t)^A = \frac{C_4}{n_{ec}} \quad \text{sau} \quad S_m \cdot t = \frac{C^{\frac{1}{A}}}{n_{ec}^{\frac{1}{A}}},$$

$$(S_m \cdot t)^B = \left(\frac{C_4}{n_{ec}}\right)^{\frac{B}{A}}$$

care introdusă în a doua ecuaţie rezultă

$$n_{ec}^{xF} = \frac{K_1 C_4^{\frac{B}{A}}}{n_{ec}^{\frac{A}{B}} \cdot P_z},$$

sau :

$$n_{ec}^{xF+\frac{B}{A}} = \frac{K_1 \cdot C_4^{\frac{B}{A}}}{P_z},$$

care se mai poate scrie

$$n_{ec} = \frac{K_1^{\frac{1}{xF+\frac{B}{A}}} \cdot C_4^{\frac{\frac{B}{A}}{xF+\frac{B}{A}}}}{P_z^{\frac{1}{xF+\frac{B}{A}}}}.$$

Notînd $\frac{1}{xF+\frac{B}{A}} = P$ şi $\frac{\frac{B}{A}}{xF+\frac{B}{A}} = \Theta$, se obţine :

$$n_{ec} = \frac{K_1^P \cdot C_4^{\Theta}}{P_z^P} \quad \text{sau} \quad \boxed{n_{ec} = K_z \cdot P_z^{-P}} \tag{9}$$

Din această relaţie se observă că se poate exprima viteza (turaţia) economică, numai în funcţie de Pz.

În relaţia lui n_{ec} parametri Kz şi P au valori constante pentru o anumită operaţie de frezare, deci valorile lor se pot determina şi se pot regla pe maşină.

Cunoscînd coeficientul Kz şi exponentul P, se poate reprezenta curba $n_{ec} = K_z P_z^{-p}$ pentru diferitele durabilităţi ale sculei.

Pentru reglarea automată a regimului de aşchiere menţinînd constantă forţa de aşchiere, nu poate fi folosită relaţia (9), deoarece, turaţia nu se modifică în funcţie de mărimea avansului.

Pentru a elimina acest inconvenient, trebuie stabilită legătura şi între Sm şi Pz.

Din relaţiile

$$P_z = \frac{C_F \cdot B \cdot Z \cdot S_z^{xF} \cdot t^{yF}}{D^{qF}} \quad \text{şi} \quad V = \frac{C_v \cdot D^{qv}}{T^m \cdot S_z^{xv} \cdot B^r \cdot Z^n \cdot t^{yv}}$$

rezultă :

$$t^{yF} = \frac{P_z \cdot D^{qF}}{C_F \cdot B \cdot Z \cdot S_{zF}^x} \quad \text{care ridicată la puterea } \frac{y\,v}{y\,F}$$

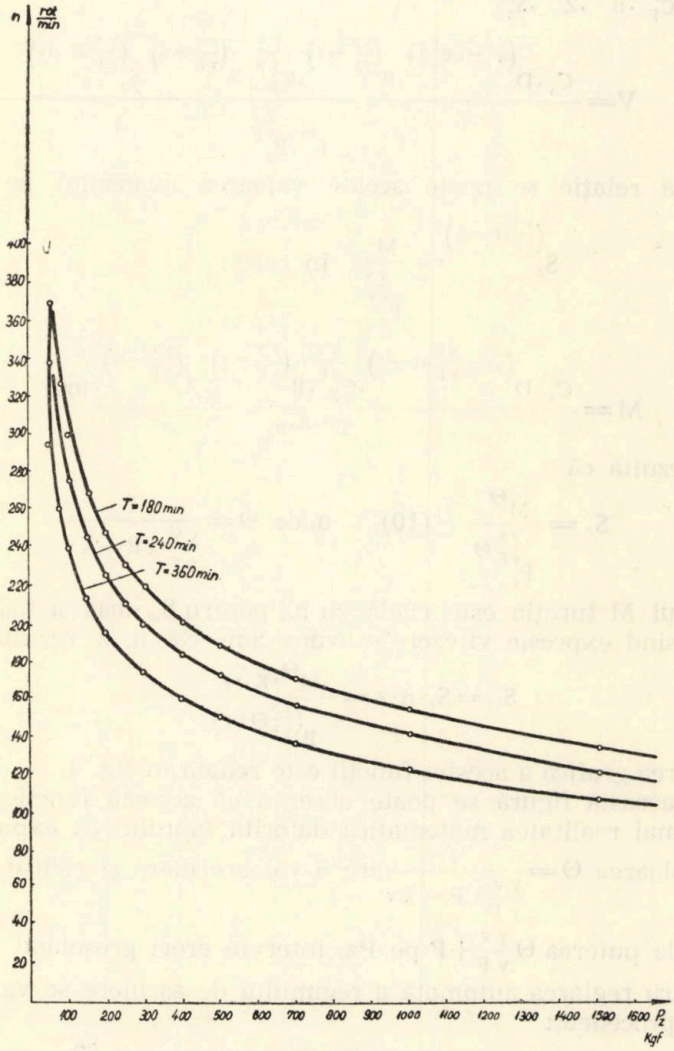


Fig. 3.

se obţine :

$$t^{yv}=\frac{P_F^{\frac{yv}{yF}}\cdot D^{q_F\frac{yv}{yF}}}{C_F^{\frac{yv}{yF}}\cdot B^{\frac{yv}{yF}}\cdot Z^{\frac{yv}{yF}}\cdot S_z^{x_F\frac{yv}{yF}}}$$ şi introdusă în expresia vitezei, rezultă :

$$V=\frac{C_v\cdot D^{\left(q_v-q_F\frac{yv}{yF}\right)}\cdot B^{\left(\frac{yv}{yF}-r\right)}\cdot C_F^{\frac{yv}{yF}}\cdot Z^{\left(\frac{yv}{yF}-n\right)}\cdot S_z^{\left(\frac{yv}{yF}x_F\ x_v\right)}}{T^m\cdot P_z^{\frac{yv}{yF}}}$$

Din această relaţie se poate scoate valoarea avansului pe dinte Sz.

$$S_z^{\left(\frac{yv}{yF}x_F-x_v\right)}=\frac{M}{P_z^{\frac{yv}{yF}}}$$ în care :

$$M=\frac{C_v\cdot D^{\left(q_v-\frac{yv}{yF}q_F-1\right)}\cdot C_F^{\frac{yv}{yF}}\cdot B^{\left(\frac{yv}{yF}-r\right)}\cdot Z^{\left(\frac{yv}{yF}-n\right)}\cdot 1000}{T^m\cdot\pi\cdot n_{ec}}$$

de unde rezultă că :

$$S_z=\frac{M^{\Theta}}{P_z^{\frac{yv}{yF}\Theta}}\quad (10),\quad \text{unde } \Theta=\frac{1}{\frac{yv}{yF}x_F-x_v}$$

În relaţia lui M turaţia este egală cu n_{ec} pentru $S_m\cdot max$ şi t_{min}.

Folosind expresia vitezei de avans Sm=Sz. n. z, rezultă că :

$$S_m=S_z\cdot n\cdot z=\frac{M^{\Theta}\cdot K_z\cdot Z}{P^{\left(\frac{yv}{yF}\Theta+P\right)}}\qquad (11)$$

Reprezentarea grafică a acestei funcţii este redată în fig. 4.

Din această figură se poate observa că această funcţie nu reprezintă întocmai realitatea matematică datorită faptului că exponentul Θ care are valoarea $\Theta=\frac{1}{\frac{yv}{yF}x_F-x_v}$ are o valoare mare şi ridicat la puterea Θ pe M şi la puterea $\Theta\frac{yv}{yF}+P$ pe Pz, intervin erori grosolane.

Pentru reglarea automată a regimului de aşchiere se va recurge la următorul procedeu :

Se poate observa că pentru Pz=const. raportul $\frac{S_m}{n}$ este constant şi anume :

$$\frac{Sm}{n}=\frac{M^{\Theta}\cdot K_z\cdot Z}{P_z^{\left(\frac{yv}{yF}\Theta+P\right)}}\cdot\frac{1}{K_z\cdot P_z^{-P}}=\frac{M^{\Theta}\cdot Z}{P_z^{\frac{yv}{yF}\Theta}}$$

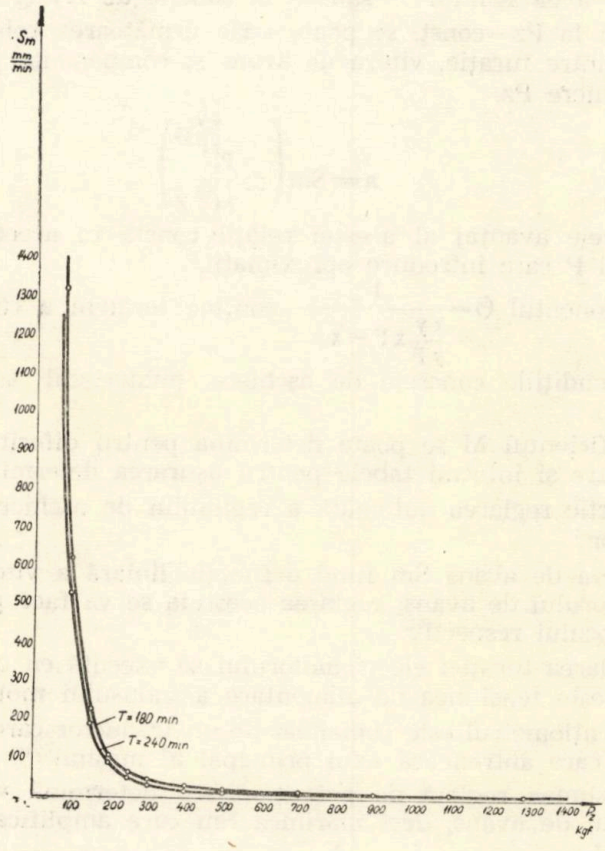

Sm
mm/min
1400
1300
1200
1100
1000
900
800
700
600
500
400
300
200
100
T=180 min
T=240 min
100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400
Pz
kgf

Fig. 4

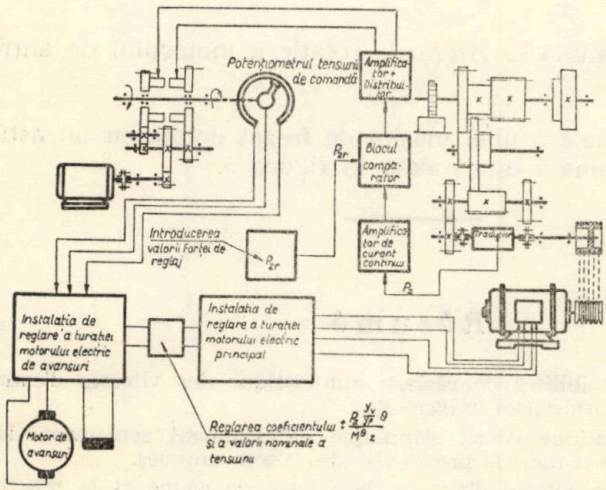

Potentiometrul tensiunii de comandă
Amplificator distribuitor
Blocul comparator
Introducerea valorii forței de reglaj
Amplificator de curent continuu
Instalația de reglare a turației motorului electric de avansuri
Instalația de reglare a turației motorului electric principal
Motor de avansuri
Reglarea coeficientului ± Sv/Vθ/Mθz și a valorii nominale a tensiunii

Fig. 5.

care poate avea semnul + sau — în funcţie de Xv şi Yv.

Deci la Pz=const. se poate scrie următoarea relaţie care asigură legătura dintre turaţie, viteza de avans şi componenta principală a forţei de aşchiere Pz.

$$n = Sm\left(\pm \frac{P_z^{\frac{yv}{yF}\Theta}}{M^{\Theta} Z}\right) \qquad (12)$$

Marele avantaj al acestei relaţii constă în aceea că nu conţine exponentul P care introduce aproximaţii.

Exponentul $\Theta = \frac{1}{\frac{xy}{yF} xF - xv}$ conţine termeni a căror valoare este dată de condiţiile concrete de aşchiere (materialul sculei, materialul piesei, etc.).

Coeficientul M se poate determina pentru diferite cazuri concrete de frezare şi întocmi tabele pentru uşurarea determinării lui.

Practic reglarea automată a regimului de aşchiere se face în felul următor :

Viteza de avans Sm fiind o funcţie liniară a vitezei de rotaţie a electromotorului de avans, reglarea acestuia se va face prin reglarea turaţiei motorului respectiv.

Reglarea turaţiei electromotorului se execută cu un potenţiometru care stabileşte tensiunea de alimentare a indusului motorului respectiv.

Potenţiometrul este comandat de un traductor care se află pe axul motorului care antrenează axul principal al maşinii.

Tensiunea reglată de potenţiometru determină viteza de rotaţie a motorului de avans, deci mărimea Sm care amplificată cu coeficientul $\pm \frac{P_z^{\frac{yv}{yF}\Theta}}{M^{\Theta} \cdot Z}$ determină şi viteza de rotaţie a motorului de antrenare a axului principal.

Schema principială a unei maşini de frezat dotată cu un astfel de sistem de reglare automată este redată în figura 5.

Résumé

On analyse les possibilités de réglage automatique des vitesses d'avance et de coupe dans le cas des fraiseuses universelles.

Le système automatique décrit s'applique efficiemment seulement dans la production en petite série et dans la production des pièces uniques.

La relation entre la vitesse d'avance, la vitesse de coupe et la réaction de coupe est déterminée ayant à la base la durée économique de l'outil.

Zusammenfassung

Es werden die Möglichkeiten der automatischen Steuerung der Vorschub- und Schnitt geschwindigkeit auf der Universal-Fräsmaschine untersucht.

Das behandelte automatische System wird nur in der Kleinserien und Einzelfertigung wirtschaftlich angewendet.

Das Verhältnis zwischen Vorschubgeschwindigkeit, Schnittgeschwindigkeit und Haupaschnittkraft wird mittels der kostengünstigsten Standzeit ermittelt.

Bibliografie

1. VULFSON I. A. şi alţii : *Reglarea automată a regimului de aşchiere la maşinile de frezat comandate după program.* Stanki i Instrument, 36, nr. 9. sep. 1965.
2. PAFNNKOCH, E : *Programmgesteuerte Fräsmaschinen mit umfangreichen Programmen. I.* TZ für praktische Metallarbeitung nr. 9 1963.
3. * * * *Automatic feed cycles of Czechoslovak knee-ondcolumn type milling machines.* Technical Digest 3. nr. 9. 1961.
4. BRAUM V. A. şi BUDINSCHII A. A. : *Avtomaticeskoe upravlenie metallorejuşcih stankov.* Moscova, Maşghiz 1959.
5. CETNER R. M. şi IDELSOHN I. M. : *Taking gueswork out of machining.* S.U.A. nr. 18 mai 1966.
6. LĂZĂRESCU I. : *Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor.* E. D. 1964.
7. TOKAREVO, V. : *Cercetarea sistemelor de reglare continuă a vitezei maşinii de frezat cu comandă program.* Electrotehnica nr. 8. 1966.

CONTRIBUŢII LA STABILIREA STRUCTURII CORPURILOR ABRAZIVE

GHEORGHE SECARĂ

După cum este cunoscut, prin structura unui corp se înţelege în general modul de corelare a elementelor ce intră în compoziţia acelui corp, atît din punct de vedere calitativ cît şi cantitativ.

Pentru corpurile abrazive, elementele ce intră în compoziţie conform fig. 1, sînt : granulele de material abraziv, liantul şi porii. Participarea acestor elemente la formarea corpurilor abrazive poate fi scrisă analitic astfel :

$$V_a + V_l + V_p = V_{ca} \quad \text{în care :}$$

V_a =volumul materialului abraziv ;
V_l =volumul liantului ;
V_p =volumul porilor, iar
V_{ca}=volumul corpului abraziv.

Deoarece totdeauna V_{ca}=100% rezultă

$$V_a + V_l + V_p = 100\% \qquad (1)$$

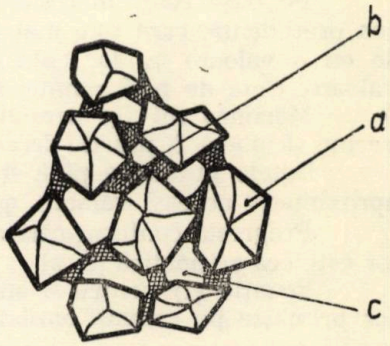


Fig. 1. Reprezentarea schematică a alcătuirii unui corp abraziv
a — granulă abrazivă ; b — punte de legătură din liant ; c — por.

În continuarea expunerii se renunţă la indicaţia % ; datele se referă în principiu la procente volumetrice.

Din punct de vedere calitativ corelarea acestor elemente este stabilită de granulaţia materialului abraziv, calitatea liantului folosit, cum şi de raportul dintre cota de participare volumetrică a liantului şi a porilor. Aici, prin modificarea primilor doi parametri se obţin corpuri abrazive de diferite granulaţii şi cu diferite grade de rezistenţă, iar prin corelarea ultimelor două elemente se obţin corpuri de diverse grade de duritate.

Cantitativ, corelarea elementelor componente de bază (material abraziv, liant) este reglată de o nouă caracteristică a corpurilor abrazive și anume, de structura lor.

Importanța pe care o are cunoașterea acestui parametru al corpurilor abrazive rezidă în faptul că în funcție de aceasta depinde în mare măsură comportarea lor în lucru.

Experiențele executate cu corpuri de aceeași duritate, granulație, etc., dar cu structuri diferite, au arătat că odată cu schimbarea acesteia se schimbă și rezultatul muncii obținut cu acest corp.

Parametrii ce definesc structura corpurilor abrazive

Conform cunoștințelor actuale prin structura unui corp abraziv se înțelege gradul de afînare a materialului abraziv în masa liantului, respectiv corelarea cantitativă dintre granulele de material abraziv și liant pe unitatea de volum.

Printr-o variație concomitentă a cotelor de granule și liant se pot obține diferite structuri. Cel de-al treilea element component, cota procentuală de pori, pentru toate structurile rămîne constantă. Structura astfel obținută poate fi : foarte deasă, deasă, cu desime medie, rară, foarte rară și poroasă.

Conform DIN 69100 întreaga gamă a structurilor este împărțită în zece clase ; cea mai deasă structură este notată cu indicele $I_s = 0$ iar cea mai rară cu $I_s = 10$. E. N. Maslov indică în schimb cea mai rară structură cu indicele $I_s = 12$, adică scara structurilor este împărțită în 12 clase (de la $I_s = 0$ la $I_s = 12$). Corpurile abrazive foarte poroase sînt însemnate cu cifre mai mari sau cu litere speciale.

Pe baza celor mai sus-menționate, o structură se diferențiază de cea precedentă, care este mai deasă, prin faptul că, cota de granule scade cu o valoare φ_s iar cota de liant crește în același timp cu aceeași valoare. Cota de pori rămîne constantă.

Mărimea lui φ_s trebuie stabilită în așa fel încît două structuri vecine să poată fi practic deosebite.

Datele publicate pînă în prezent [2, 3, 7] consemnează pentru φ aproximativ aceeași valoare $\varphi_s = 2$.

Progresia conform căreia poate fi scrisă întreaga scară a structurilor este cea aritmetică [3, 2].

Ecuația (1) pentru o structură imediat următoare în sens crescător primește pe această bază forma :

$$(V_a - \varphi_s) + (V_1 + \varphi_s) + V_p = 100 \qquad (2)$$

unde φ_s este rația progresiei aritmetice.

Modificarea realizată conform acestei ecuații are drept consecință generală, schimbarea dispunerii tuturor constituenților. Astfel la corpurile abrazive de structură rară, numărul granulelor pe unitate de volum sau de suprafață este cu mult mai mic decît la cele de structură rară. De asemenea, lungimea punților de legătură dintre granule este de această dată sensibil mai mare. La limită se ajunge ca la un corp abra-

ziv de structură foarte rară distanţa dintre două granule vecine să fie chiar de 2÷3 ori mai mare decît la un alt corp abraziv de aceeaşi duritate şi granulaţie, dar de structură foarte deasă.

Faptul că la aceste corpuri cota de liant creşte cu acelaşi volum, cu care scade cota de granulare, face ca secţiunea punţilor de legătură dintre granule, pentru orice structură, la granulaţie şi duritate constantă, să rămînă aceeaşi. Cantitatea de liant mărită, este folosită tocmai pentru prelungirea acestor punţi.

Numărul porilor, de această dată este mai mic dar fiecare are un volum unitar mai mare, astfel că pe ansamblu, pentru toate structurile, cota de participare volumetrică a porilor este constantă.

Pe baza acestor date, ţinînd cont şi de valoarea raţiei φ_s şi a indicelui de structură I_s, relaţia după care poate fi calculată cota de participare volumetrică a materialului abraziv, pentru orice structură, este:

$$V_{a\,I_s} = V_{ao} - \varphi_s I_s \quad \text{în care} \qquad (3)$$

V_{ao} este valoarea cotei de participare volumetrică a materialului abraziv pentru $I_s = 0$, adică cea mai deasă structură.

Diferiţi autori [2, 8] dau şi unele indicaţii cu privire la valorile cotei de granule, în funcţie de indicele de structură.

Tabelul 1

Structura I_s	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Cota de material abraziv % V_a	62	60	58	56	54	52	50	48	46	44	42	40	38

În tabelul nr. 1, sînt concretizate pe baza numeroaselor experienţe, cum şi a datelor furnizate de diverse întreprinderi producătoare de corpuri abrazive, valorile în procente a materialului abraziv folosit în funcţie de structură. De aici se vede că punctul de plecare pentru calculul cotei de granule V_{ao}, îl constituie indicele de structură $I_s = 0$. După datele din tabelul 1, şi cele din literatura de specialitate [1, 2, 4] indicelui de structură amintit îi corespunde un volum de granule $V_{ao} = 62\%$.

Înlocuind în relaţia (3) pe V_{ao} cu valoarea calculată precum şi pe φ_s cu raţia adoptată se obţine pentru calculul cotei de granule formula :

$$V_{a\,I_s} = 62 - 2 \cdot I_s \qquad (4)$$

Aceste concretizări cifrice sînt valabile pentru cazul de faţă. Principial însă aceleaşi consideraţii şi calcule sînt valabile şi pentru alte valori.

În privinţa obţinerii practice a diferitelor structuri se pare că există mai multe posibilităţi de combinare. Astfel este absolut posibil ca, în scopul obţinerii unei structuri mai dese a corpului abraziv, să se

modifice cota de granule şi de liant în jurul raţiei $\varphi_s = 2$ mărind concomitent, în mod corespunzător şi forţa de presare. În acest sens se cunosc deja date, cei drept nu multe, care indică o anumită interdependenţă dintre forţa de presare, structură şi duritate. În fig. 2, este pre-

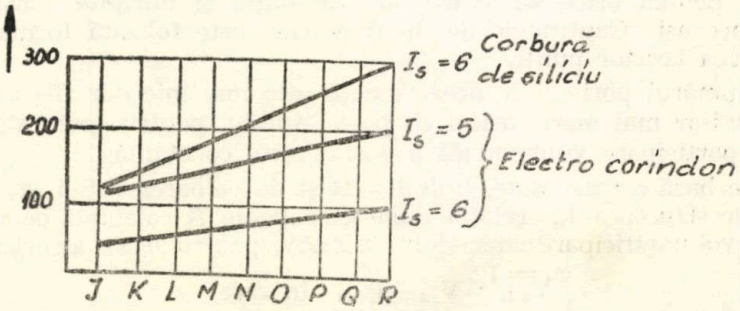


Fig. 2. Dependenţa forţei de presare de duritate şi structură

zentată după [2] o asemenea dependenţă. De aici reiese că pe măsura majorării indicelui de duritate, cum şi cu scăderea indicelui de structură, forţa de presare creşte. Mai poate fi observată, de asemenea, şi variaţia forţei de presare în funcţie de calitatea liantului folosit.

În baza, numai a acestor date puse la dispoziţie pînă în prezent de fabricanţi de corpuri abrazive nu se poate deduce însă o legitate sigură. Forţele de presare mai mari, necesare pentru corpurile abrazive de duritate mai mare, se pare că sînt impuse de necesitatea modificării poziţiilor granulelor individuale, în aşa fel, încît, împreună cu liantul să ocupe un volum din ce în ce mai mic.

Pentru scara durităţilor elementul care are importanţă hotărîtoare este cota de participare volumetrică a liantului. La o cotă crescîndă a acestuia cu o valoare φ_d, şi o micşorare corespunzătoare a cotei de participare volumetrică a porilor, duritatea se modifică în sens crescător cu un grad.

Pe această bază ecuaţia (1) primeşte forma :

$$V_a + (V_l + \varphi_d) + (V_p - \varphi_d) = 100 \qquad (5)$$

Valoarea lui φ_d variază de la o întreprindere la alta. Felul cum este ea stabilită de către producătorii de corpuri abrazive nu se cunoaşte. Totuşi diverşi cercetători acceptă o valoare unitară şi anume $\varphi_d = 1{,}5$ [2].

Cunoscînd acest parametru cum şi indicele de duritate I_d, care poate lua valori de la 1 la 19, relaţia teoretică după care poate fi calculată cota de participare volumetrică a porilor, pentru orice grad de duritate este :

$$V_{p\,I_d} = V_{po} - \varphi_d\, I_d \qquad \text{în care} \qquad (6)$$

V_{po} este valoarea participării volumetrice a porilor pentru duritatea cea mai mică, adică $I_d = 0$.

Tabelul 2

Duritatea după scara Norton	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	R	S	T	U	V	W
Indicele de duritate nou I_d	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Cota de pori în % V_p	49,5	48	46,5	45	43,5	42	40,5	39	37,5	36	34,5	33	31.5	30	28,5	27	25,5	24	22,5

Diferiţi autori [1, 2, 5, 6] dau şi unele indicaţii privitoare la cotele procentuale ale granulelor şi lianţilor din corpurile abrazive. În tabelul 2 sînt concretizate pe baza mai multor serii de experienţe valorile cotei de participare volumetrică a porilor în dependenţă de duritate, la care raţia este $\varphi_d = 1,5$.

Conform acestor date, indicelui de duritate $I_d = 1$ îi corespunde un volum al porilor $V_{pI} = 49,5\%$.

Pentru indicele I_{do} care nu este cuprins în tabelul 2, valorile porilor V_{po} la aceeaşi raţie $\varphi_d = 1,5$ devin

$$V_{po} = V_{pI} + \varphi_d = 49,5 + 1,5 = 51\%$$

Înlocuind în formula (6) valorile lui φ_d şi V_{po} se obţine relaţia numerică de calcul pentru cota de pori în funcţie de indicele de duritate dorit :

$$V_{p\,I_d} = 51 - 1,5\,I_d \qquad (7)$$

Ecuaţia pentru calculul cotei de liant

După cum s-a văzut, cele trei elemente componente ale corpurilor abrazive sînt : granulele, liantul şi porii.

În funcţie de proprietăţile dorite a fi imprimate corpului, aceste elemente primesc diverse valori de participare. Astfel, în timp ce primul element creşte, al doilea trebuie să scadă, iar al treilea să rămînă constant, sau în timp ce primul element rămîne constant, al doilea trebuie să crească, iar al treilea trebuie să scadă, etc.

Stabilirea exactă, anticipată, din punct de vedere cantitativ a acestora, s-a constatat, este o condiţie de bază pentru crearea posibilităţii de a obţine toate sorturile de corpuri abrazive necesare industriei prelucrătoare prin aşchiere.

Din cele de pînă acum, s-a putut vedea conform căror criterii sînt alcătuite diferitele grade de duritate şi de structură. S-a putut constata că atît cota procentuală de granule V_a cît şi cota procentuală de pori V_p, din cadrul tuturor sculelor abrazive depinde fiecare de cîte un singur factor.

Astfel, cota de granule depinde de categoria de structură I_s iar cota de pori de cea de duritate I_d.

Pe baza relațiilor (3) și (6) pot fi calculate cu exactitate pentru orice sculă abrazivă cantitatea de granule și cota procentuală de pori. Pînă acum doar elementul de legătură liantul a rămas analitic nedefinit. În acest sens se știe însă că acestea suferă modificări, atît în funcție de duritate cît și în funcție de structură.

Cunoașterea acestor dependențe, care sînt în același timp reciproc corelate creează posibilitatea deducerii pe cale analitică și a valorii acestui al treilea element. Aceasta înseamnă că toate cele trei elemente pot fi determinate anticipat pentru fiecare tip de sculă în parte.

Dacă ecuația (1) se aranjează în funcție de cota de participare volumetrică a liantului se obține :

$$V_1 = 100 - V_a - V_p \qquad (8)$$

În cazul folosirii progresiei aritmetice, pentru valorile salturilor φ_s și φ_d și a indicilor I_s și I_d deja anunțați, cotele procentuale ale materialului abraziv și al porilor din relația (8) sînt egale cu cele exprimate prin formulele (3) și (6).

În acest caz se poate scrie :

$$V_a = V_{a I_s} = V_{ao} - \varphi_s I_s \quad \text{iar}$$

$$V_p = V_{p I_d} = V_{po} - \varphi_d I_d$$

Aceste valori înlocuite în relația (8) dau :

$$V_1 = 100 - (V_{ao} - \varphi_s I_s) - (V_{po} - \varphi_d I_d) \qquad (9)$$

care este relația teoretică generală pentru calculul cotei de participare volumetrică a liantului.

Deoarece aici valorile limită pentru cotele de participare volumetrică a granulelor V_{ao} și a porilor V_{po} sînt constante relația (9) poate fi scrisă sub forma :

$$V_1 = \varphi_s I_s + \varphi_d I_d - k \qquad (10)$$

unde $K = 100 - V_{ao} - V_{po}$ care este în același timp constanta volumetrică generală a sculelor abrazive.

Înlocuind pe V_{ao} și V_{po} cu valorile lor anterior deduse, adică $V_{ao} = 62$ și $V_{po} = 51$ se obține pentru K valoarea :

$$K = 100 - V_{ao} - V_{po} = 13 \qquad (11)$$

În acest caz relația teoretică pentru calculul cotei de participare volumetrică a liantului devine :

$$V_1 = \varphi_s I_s + \varphi_d I_d - 13 \qquad (12)$$

Datorită relației (10) de calcul a cotei de participare volumetrică a liantului, însemnarea gradelor de duritate cu cifre de la $I_d = 1$ pînă la 19, în locul literelor (de la E pînă la w) scara Nortor își primește sensul ei fizic adevărat. Astfel cu ocazia calculării cotelor de liant V_1 pot fi

introduse cifrele de duritate indicate, rezolvîndu-se într-un mod foarte simplu ecuaţia (12). În sprijinul acestei afirmaţii vin şi rezultatele cercetărilor comunicate în lucrările [4, 7] unde acest fel de indicare s-a dovedit a fi corect şi în acelaşi timp necesar.

În principiu două motive justifică îndeajuns noua însemnare a gradelor de duritate. Primul se referă la faptul că, categoriile de structură I_s sînt deja stabilite prin cifre, iar al doilea, că fără o astfel de însemnare calculul cotei de liant ar fi mult îngreunată.

Conform acestei propuneri notarea corpurilor abrazive ar putea fi făcută de exemplu în felul următor : 25—9—7, ceea ce reprezintă un disc abraziv cu granulaţia 25, duritatea M şi structura 7. La notarea acestui corp abraziv s-a renunţat la indicarea felului liantului, materialului abraziv, etc.

Diferenţa dintre modul de notare clasic şi cel propus constă doar în indicarea cifrică a gradului de duritate. Datorită acestui fapt însă sînt garantate avantajele mai sus-arătate.

Pentru valorile raţiilor admise, adică $\varphi_s = 2$ şi $\varphi_d = 1{,}5$ relaţia (12) primeşte forma :

$$V_1 = 2\,I_s + 1{,}5\,I_d - 13 \qquad (13)$$

Indicaţiile cifrice din această relaţie sînt valabile pentru acest caz. Principial însă aceleaşi consideraţii şi calcule pot fi efectuate şi cu alte valori.

Înlocuind pe rînd în relaţia (13) toate valorile indicelui de duritate şi menţinînd de fiecare dată indicele de structură constant şi apoi invers se obţin toate valorile cotei de participare volumetrică a liantului în funcţie de structură şi duritate. În tabelul 3 sînt prezentate centralizat toate datele reieşite din acest calcul. De aici se vede că, cota de participare volumetrică a liantului creşte o dată cu creşterea durităţii şi a indicelui de structură. Pentru o mai uşoară edificare, în fig. 3 sînt reprezentate grafic valorile acestui calcul.

Calculul cotei de liant pe granulă

Cunoscînd cotele de participare volumetrică a liantului pentru toate categoriile de corpuri abrazive, se poate uşor determina şi cantitatea de liant ce revine unei granule. Pentru aceasta este necesar mai întîi să se cunoască parametrii de care depinde această valoare, precum şi modul lor de influenţare.

Primul element care influenţează cota de liant pe granulă este însăşi granula. Aceasta, într-un corp abraziv are forme şi dimensiuni diferite, lucru ce face ca şi liantul ce revine fiecărei granule să fie diferit.

În această direcţie, diferiţi cercetători, printre care şi J. Peklenik în lucrarea [7] apreciază că, cantitatea de liant pe granulă este aproximativ proporţională cu mărimea granulei. Aceasta deoarece proba-

Tabelul 3

Duritatea după scara Norton	Structura	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Volumul granulelor în %	62	60	58	56	54	52	50	48	46	44	42	40	38
E	49,5	—	—	—	—	—	—	0,5	2,5	4,5	6,5	8,5	10,5	12,5
F	48	—	—	—	—	—	—	2	4	6	8	10	12	14
G	46,5	—	—	—	—	—	1,5	3,5	5,5	7,5	9,5	11,5	13,5	15,5
H	45	—	—	—	—	1	3	5	7	9	11	13	15	17
I	43,5	—	—	—	0,5	2,5	4,5	6,5	8,5	10,5	12,5	14,5	16,5	18,5
J	42	—	—	—	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
K	40,5	—	—	1,5	3,5	5,5	7,5	9,5	11,5	13,5	15,5	17,5	19,5	21,5
L	39	—	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23
M	37,5	0,5	2,5	4,5	6,5	8,5	10,5	12,5	14,5	16,5	18,5	20,5	22,5	24,5
N	36	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26
O	34,5	3,5	5,5	7,5	9,5	11,5	13,5	15,5	17,5	19,5	21,5	23,5	25,5	27,5
P	33	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29
Q	31,5	6,5	8,5	10,5	12,5	14,5	16,5	18,5	20,5	22,5	24,5	26,5	28,5	30,5
R	30	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
S	28,5	9,5	11,5	13,5	15,5	17,5	19,5	21,5	23,5	25,5	27,5	29,5	31,5	33,5
T	27	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35
U	25,5	12,5	14,5	16,5	18,5	20,5	22,5	24,5	26,5	28,5	30,5	32,5	34,5	36,5
V	24	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
W	22,5	15,5	17,5	19,5	21,5	23,5	25,5	27,5	29,5	31,5	33,5	35,5	37,5	39,5

Volumul porilor în procente

Volumul liantului în procente

bilitatea ca unei granule cu dimensiuni mai mari să-i revină o cantitate de liant mai ridicată este mai mare decît în cazul unei granule mai mici. Cercetările efectuate de autor în această direcţie confirmă acest lucru.

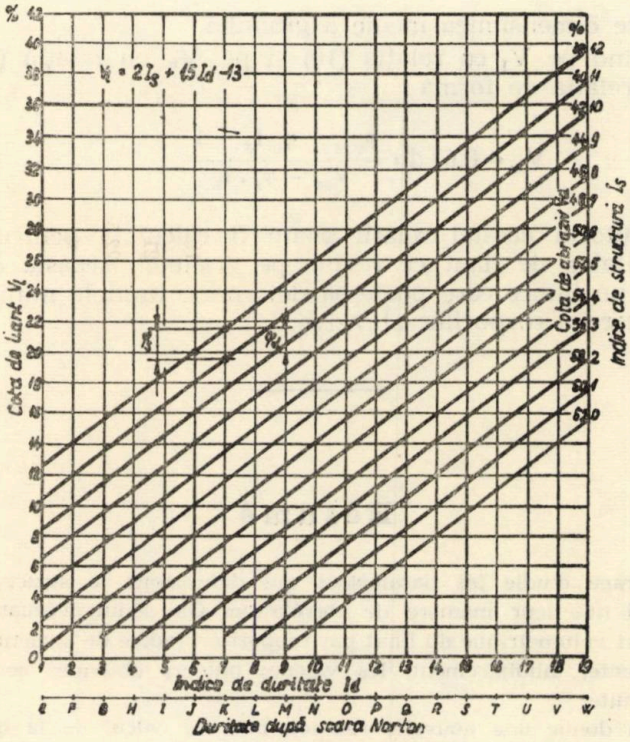


Fig. 3. Dependenţa cotei de liant de indicele de structură şi de duritate (cote volumetrice)

Al doilea element ce influenţează cota de liant pe granule este cantitatea totală de liant din corpul abraziv. Cu cît aceasta este mai mare cu atît fiecărei granule îi va reveni o cantitate mai mare.

Un al treilea element ce influenţează cota de liant pe granule este cota de participare volumetrică a materialului abraziv. Cu cît aceasta este mai mare, cu atît cota de liant pe granulă va fi mai mică.

Pe această bază volumul de liant ce revine unei granule V_{lg} este direct proporţional cu volumul individual al granulei V_g cu volumul cotei de liant V_l şi invers proporţional cu volumul cotei de material abraziv. Deci :

$$V_{lg} = V_g \cdot \frac{V_l}{V_a} \qquad (14)$$

Din cercetările mărimii granulelor a reieşit că forma cea mai des întîlnită corespunde aproximativ cu un octaedru.

De aici volumul granulei este :

$$V_g = 0{,}67\, d_{g^2}^3$$

unde d_{g^2} este dimensiunea medie a granulei.

Înlocuind pe V_1 cu relaţia (10) şi pe V_a cu relaţia (3) se obţine pentru V_{1g} relaţia de forma :

$$V_{1g} = 0{,}67\, d_{g^2}^3 \frac{\varphi_s I_s + \varphi_d I_d - k}{V_{ao} - \varphi_s \cdot I_s} \qquad (15)$$

Cu ajutorul acestei relaţii poate fi calculată pentru orice corp abraziv cantitatea de liant ce revine pe granulă. Aceasta constituie în acelaşi timp un indice care poate să determine limitele minime şi maxime de fabricare a corpurilor abrazive.

Résumé

Cet ouvrage étudie les paramètres qui définissent la structure des corps abrasives ainsi que leur manière de corrélation. On déduit l'écuation de calcul de la quote part volumetrique du liant par rapport à l'indice de structure.

On présente, tabulaisement, les valeurs obleurs obtenues conformément à la relation déduite.

Enfin on donue une nouvelle relation pour le calcul de la quote de liant pro granule.

Zusammenfassung

Die Abhandlung untersucht die Strukturbestimmende Parameter der Schleifkörper und ihre wechselbeziehungen. Es wird die gleichung für dih volumetrische Anteilnahme der Bindung in Funktion des Strukturwertes, abgeleitet. Die daraus ergebende werte sind tabellarisch georduet. Fortsetzend wird noch eine neue gleichung für die Berechnung der Bindungsquote pro korn angegeben.

Bibliografie

1. FILONENKO, N. E. şi LOVROV. J. V.: *Petrografia materialelor abrazive artificiale*. Maşgiz, 1968. Moscova.
2. LJUBOMUDROV, V. N.: *Scule abrazive şi executarea lor*. Maşgiz. 1953. Moscova.
3. MASLOV, E. N.: *Bazele teoretice ale rectificării metalelor*. Editura tehnică 1953.
4. PAHLITZSCH G.: *Vergleichende Härteprüfung von Schleifkörpern*. Schleif Polier und Oberflächentechnik 1943 nr. 6.
5. PAHLITZSCH, G. şi HEMERDIG, H.: *Bestimmung und Bedeutung der Spandicke beim Schleifen*. Werkstattstechnik 43, pag. 397.
6. PEKLENIK J.: *Untersuchungen der Härte von Schleifkörpern*. Industrie Anzeiger. 82. 1960. nr. 28. pag. 431—437.
7. PEKLENIK, J.: *Über einige Gesetzmässigkeiten des Aufbaues von Schleifkörpern als Zerspannungswerkzeuge*. Industrie Anzeiger nr. 47 (1960). Mëchanik 28. 1955. nr. 11. pag. 414—419.
8. SRUPINSKI, S. şi OSORSKI, J.: *Proprietăţile tehnologice ale pietrelor abrazive*. Méchan.k 28. 1955, nr. 11, pag. 414—419.

Tehnoredactarea: CIPRIAN TOMŞA
Corectura: ŞT. OLARU, V. RADU

Dat la cules: 12.08.1968. Bun de tipar: 16.6.1969. Apărut: 1969. Hîrtie velină de 80 g/m². Format: 16/70×100. Coli editoriale: 41,5. Coli tipar: 23+5 planşe+123 pagini anexe.

Tiparul executat la Întreprinderea poligrafică Braşov, sub comanda nr. 1141